

**Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Institut dopravy**

**Dopravní systém pro svislou dopravu kulovitých částic**  
**Vertical conveying system of spherical particles**

**Student:** Bc. Jan Huňář

**Vedoucí práce:** Doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.

**Ostrava 2019**

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Huňář**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem  
Téma: **Dopravní systém pro svislou dopravu kulovitých částic**  
**Vertical Conveying System of Spherical Particles**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte dopravní systém pro svislou dopravu kulovitých částic.

#### Parametry zadání:

Výška dopravy  $H = 7 \text{ m}$ ;  
Průměr airsoft kuliček  $d = 6 \text{ mm}$ ;  
Objemová tíha airsoft kuliček  $G = 6 \text{ kN/m}^3$ ;  
Efektivní úhel vnitřního tření airsoft kuliček  $\varphi = 35^\circ$ ;  
Součinitel smykového tření airsoft kuliček  $x \text{ PE mí} = 0,3$ ;  
Požadovaný dopravní výkon  $Q = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ .  
Další parametry zvolte dle požadavků praxe.

#### Požadované výstupy:

- 1) Zpracujte rešerši na principy svislé dopravy kulovitých částic.
- 2) Variantně zpracujte možné dopravní principy a zvolte optimální variantu.
- 3) Kapacitně ověřte zvolenou variantu dopravníku.
- 4) Vytvořte sestavný výkres zvolené varianty.

#### Seznam doporučené odborné literatury:

Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.  
Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0493-X.  
Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0963-X.  
Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5.  
ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně. Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Ostravě dne: 20. května 2019



.....  
podpis studenta

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D. za odbornou pomoc a konzultaci při vytváření této diplomové práce.

## **Prohlášení zástupce spolupracující právnické nebo fyzické osoby**

„Souhlasím se zveřejněním této bakalářské/diplomové práce dle požadavků čl. 26, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v bakalářských/magisterských programech VŠB-TU Ostrava.“

Dne: 20. května 2019



.....  
podpis zástupce

**Prohlašuji, že**

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20.5.2019

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:



Bc. Jan Huňář

Vinohradní 20

690 03 Břeclav

## **Abstrakt**

Tato práce řeší problém dopravy kulovitých částic ve svislém směru do výšky 7 metrů. Zpočátku se práce soustředí na jednotlivé možnosti dopravy materiálů ve svislém směru, které mohou být v podobě vertikálních pásových a šnekových dopravníků, korečkových elevátorů, Schrage dopravníků, anebo dopravy potrubím pomocí pneumatického nebo hydraulického média. Následuje výběr nejvíce vyhovující varianty řešení, která je pak dále propočítána z hlediska pevnostních a technologických požadavků. Všechny výpočty doprovází také konstrukční popis řešených částí dopravníku. Na konec je přiložena výkresová dokumentace, ve které je znázorněn jak samotný dopravník, tak i jeho některé komponenty.

## **Klíčová slova**

Schrage dopravník, Trubko-řetězový dopravník, Svislá doprava, Doprava kulovitých částic

## **Abstract**

This thesis solves the problem of transport of spherical particles in vertical direction to a height of 7 meters. Initially, the work focuses on the various options of transport of materials in the vertical direction, which can be in the form of vertical belt and screw conveyors, bucket elevators, Schrage conveyors, or pipeline transport using pneumatic or hydraulic media. This is followed by the selection of the most suitable variant of the solution, which is then further calculated in terms of strength and technological requirements. All calculations are also accompanied by a design description of the solved parts of the conveyor. At the end there is a drawing documentation in which both the conveyor itself and some other components are shown.

## **Key words**

Schrage conveyor, Pipe-chain conveyor, Vertical direction transport, Transport of spherical particles



## Seznam použitých symbolů

$A_x$	Reakce působící na hřídel napínací stanice	[N]
$a_1$	Vzdálenost mezi ložiskem a silou působící na napínací hřídel	[mm]
$a_2$	Vzdálenost mezi ložiskem a silou působící na poháněcí hřídel	[mm]
$B_x$	Reakce působící na hřídel napínací stanice	[N]
$b_p$	Šířka pera	[mm]
$b_1$	Vzdálenost mezi ložiskem a silou působící na napínací hřídel	[mm]
$b_2$	Vzdálenost mezi ložiskem a silou působící na poháněcí hřídel	[mm]
$C_x$	Reakce působící na hřídel poháněcí stanice	[N]
$D_p$	Potřebný vnitřní průměr dopravního potrubí	[mm]
$D_{pz}$	Skutečný vnitřní průměr dopravního potrubí	[mm]
$D_x$	Reakce působící na hřídel poháněcí stanice	[mm]
$d$	Průměr dopravovaných kuliček	[mm]
$d_{\dot{r}}$	Průměr drátu dopravního řetězu	[mm]
$F$	Celková tažná síla	[N]
$F_{c1}$	Celková síla namáhající hřídel napínací stanice	[N]
$F_{c2}$	Celková síla namáhající hřídel poháněcí stanice	[N]
$F_{Ds}$	Dynamická síla působící na řetěz	[N]
$F_n$	Normálová síla při měření součinitele tření	[N]
$F_{nap}$	Zvolená napínací síla	[N]
$F_{př}$	Mezní zatížení řetězu	[N]
$F_{\dot{r}}$	Statická síla působící v řetězu	[N]
$F_{\dot{r}_{celk}}$	Celková síla působící v řetězu	[N]
$F_{\dot{r}_{max}}$	Maximální síla působící v řetězu	[N]
$F_t$	Tažná síla při měření součinitele tření	[N]
$F_1$	Síla namáhající hřídel napínací stanice	[N]

<b>F<sub>2</sub></b>	Síla namáhající hřídel napínací stanice	[N]
<b>f<sub>w</sub></b>	Součinitel vnějšího tření dopravovaného materiálu/potrubí	[-]
<b>G</b>	Objemová tíha dopravovaného materiálu	[kN/m <sup>3</sup> ]
<b>g</b>	Gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
<b>H</b>	Výška dopravy	[m]
<b>h<sub>p</sub></b>	Výška pojistného pera	[mm]
<b>i<sub>p</sub></b>	Převodový poměr mezi elektromotorem a převodovkou	[-]
<b>k</b>	Koeficient sypnosti	[-]
<b>k<sub>b</sub></b>	Koeficient bezpečnosti	[-]
<b>k<sub>1</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 0-1	[N]
<b>k<sub>2</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 1-2	[N]
<b>k<sub>3</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 2-3	[N]
<b>k<sub>4</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 3-4	[N]
<b>k<sub>5</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 4-5	[N]
<b>k<sub>6</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 5-6	[N]
<b>k<sub>7</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 6-7	[N]
<b>k<sub>8</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 7-8	[N]
<b>k<sub>9</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 8-9	[N]
<b>k<sub>10</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 9-10	[N]
<b>k<sub>11</sub></b>	Pohybový odpor vzniklý na úseku 10-11	[N]
<b>k<sub>φ</sub></b>	Koeficient plnění	[-]
<b>L<sub>pl</sub></b>	Délka plného dopravního úseku	[m]
<b>L<sub>pr</sub></b>	Délka prázdného dopravního úseku	[m]
<b>L<sub>0-1</sub></b>	Vzdálenost mezi body 0-1 ve schématu pro výpočet tahových sil	[m]
<b>L<sub>2-3</sub></b>	Vzdálenost mezi body 2-3 ve schématu pro výpočet tahových sil	[m]
<b>L<sub>4-5</sub></b>	Vzdálenost mezi body 4-5 ve schématu pro výpočet tahových sil	[m]
<b>L<sub>6-7</sub></b>	Vzdálenost mezi body 6-7 ve schématu pro výpočet tahových sil	[m]

<b>L<sub>8-9</sub></b>	Vzdálenost mezi body 8-9 ve schématu pro výpočet tahových sil	[m]
<b>L<sub>10-11</sub></b>	Vzdálenost mezi body 10-11 ve schématu pro výpočet tahových sil	[m]
<b>l<sub>p</sub></b>	Délka pojistného pera	[mm]
<b>M<sub>el</sub></b>	Maximální moment redukováný na hřídel elektromotoru	[N/m <sup>-1</sup> ]
<b>M<sub>k</sub></b>	Potřebný kroutící moment pohonu	[N/m <sup>-1</sup> ]
<b>M<sub>M</sub></b>	Výstupní moment pohonu	[N/m <sup>-1</sup> ]
<b>M<sub>01</sub></b>	Největší ohybový moment na napínací hřídeli	[N/m <sup>-1</sup> ]
<b>M<sub>02</sub></b>	Největší ohybový moment na poháněcí hřídeli	[N/m <sup>-1</sup> ]
<b>M<sub>red</sub></b>	Redukovaný moment na hřídel elektromotoru	[N/m <sup>-1</sup> ]
<b>m<sub>L</sub></b>	Celková hmotnost dopravovaného materiálu s řetězem a unášeci	[kg]
<b>m<sub>M</sub></b>	Hmotnost dopravovaného materiálu v 1 m potrubí	[kg]
<b>m<sub>r</sub></b>	Hmotnost 1 m dopravního řetězu s unášeci	[kg]
<b>m<sub>r_b</sub></b>	Hmotnost 1 m dopravního řetězu bez unášeců	[kg]
<b>m<sub>z</sub></b>	Hmotnost závaží zatěžujícího testovací vzorek	[kg]
<b>n<sub>M</sub></b>	Skutečné výstupní otáčky pohonu	[min <sup>-1</sup> ]
<b>n<sub>pož</sub></b>	Požadované výstupní otáčky pohonu	[min <sup>-1</sup> ]
<b>P</b>	Potřebný výkon pohonu	[W]
<b>P<sub>m</sub></b>	Skutečný výkon pohonu	[W]
<b>p</b>	Tlakové napětí	[MPa]
<b>p<sub>D</sub></b>	Dovolené tlakové napětí	[MPa]
<b>Q</b>	Dopravní výkon v m <sup>3</sup> za hodinu	[m <sup>3</sup> /h]
<b>Q<sub>m</sub></b>	Dopravní výkon v tunách za hodinu	[t/h]
<b>Q<sub>v</sub></b>	Skutečný dopravní výkon	[t/h]
<b>R<sub>e_min</sub></b>	Minimální mez pevnosti	[MPa]
<b>R<sub>1-2</sub></b>	Poloměr úseku mezi body 1-2 ve schématu tahových sil	[m]
<b>R<sub>3-4</sub></b>	Poloměr úseku mezi body 3-4 ve schématu tahových sil	[m]
<b>R<sub>7-8</sub></b>	Poloměr úseku mezi body 7-8 ve schématu tahových sil	[m]

<b>R<sub>9-10</sub></b>	Poloměr úseku mezi body 9-10 ve schématu tahových sil	[m]
<b>S<sub>šp</sub></b>	Průřez šroubu upevňujícího poháněcí stanici	[m <sup>3</sup> ]
<b>S<sub>t</sub></b>	Potřebný průřez dopravního potrubí	[m <sup>3</sup> ]
<b>S<sub>v</sub></b>	Skutečný průřez dopravního potrubí	[m <sup>3</sup> ]
<b>T<sub>0</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 0	[N]
<b>T<sub>0-1</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 1	[N]
<b>T<sub>0-2</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 2	[N]
<b>T<sub>0-3</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 3	[N]
<b>T<sub>0-4</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 4	[N]
<b>T<sub>0-5</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 5	[N]
<b>T<sub>0-6</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 6	[N]
<b>T<sub>0-7</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 7	[N]
<b>T<sub>0-8</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 8	[N]
<b>T<sub>0-9</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 9	[N]
<b>T<sub>0-10</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 10	[N]
<b>T<sub>0-11</sub></b>	Tahová síla působící na řetěz v bodě 11	[N]
<b>t</b>	Rozteč unášeců	[mm]
<b>t<sub>ř</sub></b>	Rozteč ok dopravního řetězu	[mm]
<b>t<sub>1p</sub></b>	Výška části pojistného pera zapuštěná do hřídele	[mm]
<b>v</b>	Dopravní rychlost	[m/s]
<b>v<sub>skut</sub></b>	Skutečná dopravní rychlost	[m/s]
<b>W<sub>k2</sub></b>	Kvadratický modul průřezu v krutu poháněcí hřídele	[m <sup>3</sup> ]
<b>W<sub>o1</sub></b>	Kvadratický modul průřezu v ohybu napínací hřídele	[m <sup>3</sup> ]
<b>W<sub>o2</sub></b>	Kvadratický modul průřezu v ohybu poháněcí hřídele	[m <sup>3</sup> ]
<b>φ<sub>e</sub></b>	Efektivní úhel vnitřního tření dopravovaného materiálu	[°]
<b>η<sub>pr</sub></b>	Účinnost pohonu (elektromotoru)	[-]
<b>μ</b>	Součinitel vnějšího tření unášec-potrubí	[-]

$\mu_d$	Součinitel tření v ložiscích	[-]
$\pi$	Matematická konstanta	[-]
$\rho_s$	Sypná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_{Dt}$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{o1}$	Ohybové napětí napínací hřídele	[MPa]
$\sigma_{o2}$	Ohybové napětí poháněcí hřídele	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\tau_{DS}$	Dovolené smykové napětí tah/tlak	[MPa]
$\tau_{DS\_s}$	Dovolené smykové napětí pro šroub poháněcí stanice	[MPa]
$\tau_{D2}$	Dovolené smykové napětí poháněcí hřídele	[MPa]
$\tau_k$	Smykové napětí poháněcí hřídele	[MPa]
$\tau_s$	Smykové napětí	[MPa]
$\omega$	Úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]
$\omega_{skut}$	Skutečná úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]

## Obsah

Úvod.....	18 -
1    Možné varianty řešení svislé dopravy .....	19 -
1.1    Pásový dopravník .....	19 -
1.2    Šnekový dopravník.....	20 -
1.2.1    Základní rozdělení šnekových dopravníků .....	21 -
1.2.2    Rozdělení dle provedení šnekovnice .....	21 -
1.2.3    Rozdělení dle umístění pohonu .....	22 -
1.2.4    Rozdělení dle stoupání šneku .....	22 -
1.2.5    Rozdělení dle sklonu.....	22 -
1.3    Korečkový elevátor .....	23 -
1.3.1    Rozdělení korečkových elevátorů.....	24 -
1.4    Trubko-řetězový dopravník (Schrage) .....	24 -
1.5    Doprava v potrubí .....	25 -
1.5.1    Hydraulická doprava.....	26 -
1.5.2    Pneumatická doprava.....	27 -
1.6    Výběr nejvhodnějšího řešení.....	28 -
2    Výpočet dopravníku .....	29 -
2.1    Kapacitní výpočet dopravníku .....	29 -
2.1.1    Výpočet potřebného dopravního průřezu .....	29 -
2.1.2    Výpočet dopravního výkonu v tunách za hodinu .....	29 -
2.1.3    Výpočet měrné sypné hmotnosti kulovitých částic .....	29 -
2.1.4    Výpočet potřebného průřezu potrubí .....	29 -
2.1.5    Výpočet vnitřního průměru potrubí .....	30 -
2.1.6    Výpočet skutečného vnitřního dopravního průřezu potrubí .....	30 -
2.1.7    Kontrola dopravního výkonu.....	30 -
2.1.8    Výběr potrubí.....	30 -
2.1.9    Výpočet koeficientu sypnosti .....	31 -

2.1.10 Výpočet hmotnosti dopravovaného materiálu .....	31 -
2.2 Výpočet tahů v úsecích pomocí graficko-početní metody .....	31 -
2.2.1 Délky jednotlivých úseků .....	32 -
2.2.2 Předběžná volba řetězu .....	33 -
2.2.3 Laboratorní měření vnějšího součinitele tření .....	34 -
2.2.4 Vodorovný prázdný úsek 0-1 .....	36 -
2.2.5 Zakřivený prázdný úsek 1-2 .....	37 -
2.2.6 Svislý prázdný úsek 2-3 .....	37 -
2.2.7 Zakřivený prázdný úsek 3-4 .....	38 -
2.2.8 Vodorovný prázdný úsek 4-5 .....	38 -
2.2.9 Převáděcí úsek 5-6 .....	38 -
2.2.10 Vodorovný plný úsek 6-7 .....	38 -
2.2.11 Zakřivený plný úsek 7-8 .....	39 -
2.2.12 Svislý plný úsek 8-9 .....	39 -
2.2.13 Zakřivený plný úsek 9-10 .....	40 -
2.2.14 Vodorovný plný úsek 10-11 .....	40 -
2.2.15 Celková tažná síla .....	40 -
2.3 Kontrola tažného členu .....	42 -
2.3.1 Statická síla působící v řetězu .....	42 -
2.3.2 Výpočet délky plného dopravního úseku .....	42 -
2.3.3 Výpočet délky prázdného dopravního úseku .....	42 -
2.3.4 Redukovaná hmotnost .....	42 -
2.3.5 Výpočet dynamické síly působící na řetěz .....	43 -
2.3.6 Výpočet celkové síly působící na řetěz .....	43 -
2.3.7 Výpočet maximální síly působící na řetězu .....	43 -
2.3.8 Kontrola řetězu z hlediska jeho přetržení .....	43 -
2.4 Návrh poháněcí stanice .....	43 -
2.4.1 Výpočet potřebného výkonu motoru .....	44 -

2.4.2	Výpočet úhlové rychlosti $\omega$ .....	44 -
2.4.3	Výpočet potřebného kroutícího momentu .....	44 -
2.4.4	Výpočet požadovaných otáček .....	44 -
2.4.5	Volba elektromotoru pro řešení dopravníku.....	44 -
2.4.6	Výpočet skutečné úhlové rychlosti .....	45 -
2.4.7	Výpočet skutečné dopravní rychlosti.....	45 -
2.4.8	Kontrola rozběhu poháněcí stanice.....	46 -
2.4.9	Podmínka rozběhu dopravního systému .....	46 -
3	Pevnostní výpočty .....	47 -
3.1	Kontrola hřídele vratné (napínací) stanice .....	47 -
3.1.1	Síly namáhající hřídel vratné stanice.....	48 -
3.1.2	Celková síla působící na hřídel.....	48 -
3.1.3	Výpočet reakcí v ložiskách způsobené silou $F_{c1}$ .....	48 -
3.1.4	Výpočet velikosti největšího ohybového momentu na hřídeli .....	48 -
3.1.5	Výpočet průřezového modulu hřídele v ohybu .....	49 -
3.1.6	Výpočet ohybového napětí na hřídeli .....	49 -
3.1.7	Výpočet pojistného pera napínací (vratné) hřídele.....	49 -
3.2	Kontrola hřídele poháněcí stanice .....	50 -
3.2.1	Výpočet dovoleného smykového napětí.....	51 -
3.2.2	Síly namáhající hřídel poháněcí stanice .....	51 -
3.2.3	Celková síla, která vyvolává ohybové napětí na poháněcí hřídeli- .....	51 -
3.2.4	Výpočet reakcí v ložiskách způsobené silou $F_{c1}$ .....	52 -
3.2.5	Výpočet maximálního ohybového momentu na poháněcí hřídeli - .....	52 -
3.2.6	Výpočet průřezového modulu hřídele v ohybu .....	52 -
3.2.7	Výpočet ohybového napětí na poháněcí hřídeli.....	52 -
3.2.8	Výpočet průřezového modulu v krutu .....	53 -
3.2.9	Výpočet smykového napětí.....	53 -
3.2.10	Výpočet redukovaného napětí dle metody HMM .....	53 -



3.2.11 Výpočet pojistného pera napínací (vratné) hřídele .....	53 -
3.3 Kontrola šroubů upevňující poháněcí stanici k jejímu stojanu .....	54 -
3.3.1 Určení dovoleného namáhání na střih .....	55 -
3.3.2 Pevnostní kontrola šroubů na střih .....	55 -
4 Konstrukční řešení dopravníku.....	56 -
4.1 Dopravovaný materiál .....	57 -
4.2 Poháněcí stanice .....	57 -
4.3 Stojan poháněcí stanice .....	58 -
4.4 Napínací stanice .....	59 -
4.5 Potrubní část dopravníku.....	59 -
4.6 Dopravní řetěz s unášecí .....	60 -
4.6.1 Unášecce a jejich montáž .....	60 -
4.6.2 Násypné a výsypné místo .....	61 -
4.6.3 Upevnění svislé částí dopravního potrubí.....	62 -
Závěr .....	63 -
Použitá literatura .....	64

## Úvod

Doprava a manipulace jak sypkého, tak i kusového materiálu je v dnešní době neodmyslitelnou součástí průmyslového odvětví. Tuto dopravu materiálu můžou zajišťovat různé dopravní zařízení, na které jsou kladeny stále vyšší nároky. Směr dopravy materiálu může být horizontální (vodorovný), vertikální (svislý), nebo úklonný.

Tato diplomová práce řeší problematiku dopravy materiálu kulovitého tvaru ve směru svislém. Tento tvar dopravovaných částic způsobuje mnoho komplikací, které je nutno konstrukčně řešit na dopravníku navrženém pro jejich dopravu. Pokud je dopravujeme pod sklonem, anebo úplně svisle, kuličky mají snahu se vždy z důvodu jejich tvaru a působení zemské přitažlivosti kutálet směrem dolů. Pro správné splnění zadání je tedy nejprve nutno prozkoumat dosavadní stav vědy a techniky, která se zabývá dopravou materiálu kulovitého tvaru.

Dopravníky, které jsou schopny kulovitý materiál svisle přepravit mohou být např. speciálně upravené pásové dopravníky typu Flexowell, které mají pás osazený unášeci, nebo pásové dopravníky s krycím pásem, který přitlačuje dopravovaný materiál na dopravní pás. Dalšími typy mohou být korečkové elevátory, trubko-řetězové (schrage) dopravníky, nebo svislé šnekové dopravníky. Speciálním případem mohou být hydraulické a pneumatické dopravníky, u kterých tlačí materiál unášecí médium, kterým bývá většinou voda, nebo vzduch, v uzavřených, nebo otevřených žlabech.

V další části se práce věnuje výběru vhodného řešení dopravníku pro splnění zadání a jeho výpočtům. Na závěr je dopravník detailně konstrukčně popsán.

## 1 Možné varianty řešení svislé dopravy

### 1.1 Pásový dopravník

Pásový dopravník je zařízení, jehož unášecím prostředkem je nekonečný dopravní pás obíhající mezi poháněcím a vratným bubnem. Je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých (za určitých okolností i kusových materiálů a osob) na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti (několik kilometrů). Běžné sypké materiály je možno dopravovat dovrchně do  $18^\circ$ , úpadně do  $-12^\circ$ . Pro zvýšení úhlu dovrchně dopravujícího dopravníku můžeme dopravní pás navrhnout obohacený unášeci. Potom je úhel náklonu závislý na rozměrech a tvaru dopravovaného materiálu, a také na výšce unášeců.

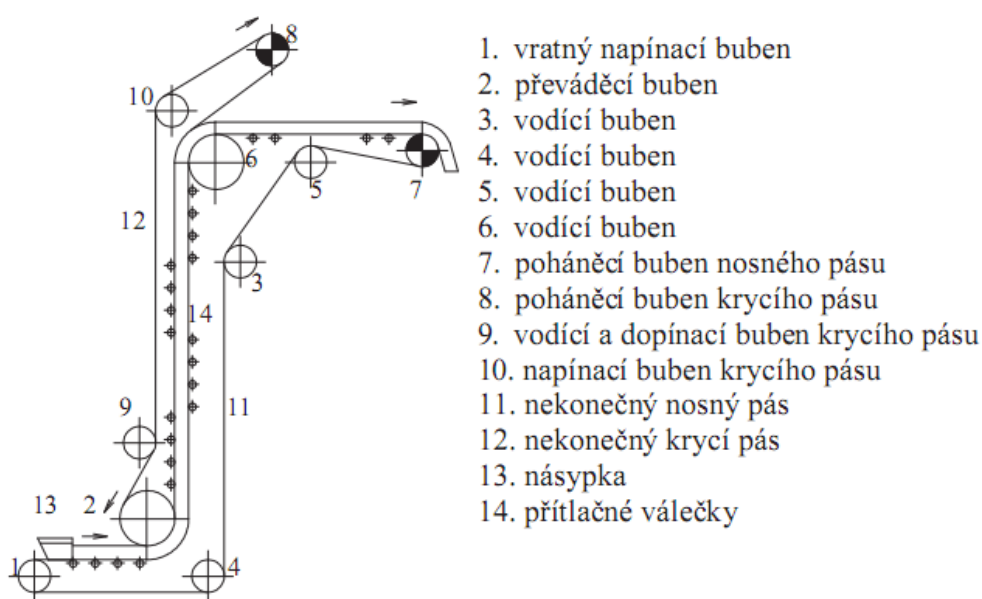
Speciálně technicky řešené pásové dopravníky mohou dosáhnout až vertikálního směru dopravy. První variantou vertikálního pásového dopravníku je dopravník Flexowell, který je založen na speciálním dopravním pásu osazeném příčnými přepážkami (unášeci) a bočními zvlněnými okraji. Přepážky a boční okraje jsou navulkanizovány na klasický hladký dopravní pás. U větších konstrukcí mohou být mechanicky uchyceny. Unášece mohou být kolmé, nebo skloněné pod daným úhlem k podélné ose dopravního pásu. Tvar bočních okrajů je volen jako zvlněný profil z důvodu snadného přechodu přes bubny pásového dopravníku. Dopravníky dopravují sypký, suchý, nelepivý materiál. Dopravní výška může dosahovat až 500 m a dopravní rychlost až  $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .



Obr. 1 Pásový dopravník typu Flexowell [9]

## Možné varianty řešení svislé dopravy

Další možnou variantou pro svislou dopravu pásovým dopravníkem je řešení s krycím pásem, který je veden paralelně s větví nosného pásu. Krycí pás vytváří vlastní tíhou a vynucenou silou nezbytný tlak na materiál, zvyšuje jeho přilnavost a soudržnost s nosným pásem. Předností dvoupásových dopravníků je možnost dopravy pod úhlem sklonu do  $90^\circ$ , vysoká rychlost dopravy, dosahující až  $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , nezávislost dopravního výkonu na úhlu sklonu dopravy a možnost hermetického dopravování sypkých materiálů, což má specifický význam při dopravě prašných a toxických materiálů. Nedostatkem dvoupásových dopravníků bývá vyšší konstrukční složitost, zvýšené opotřebení pásů a vyšší spotřeba energie ve srovnání s klasickým pásovým dopravníkem.



Obr. 2 Schéma svislého pásového dopravníku s krycím pásem [9]

Výhodou pásových dopravníků je plynulá doprava s velkým dopravním výkonem, vhodnost pro přepravu prakticky všech sypkých materiálů, malé pohybové odpory, bezhlučný chod, bezpečný a spolehlivý provoz, jednoduchá konstrukce se snadnou montáží a demontáží. Určitou nevýhodou je velký počet rotujících částí (údržba) a určité problémy s abrazivními a lepivými materiály.

### 1.2 Šnekový dopravník

Šnekový dopravník je dopravník, jehož pracovním prvkem je šnekovnice rotující v pevném žlabu, přičemž tření mezi materiálem a žlabem (tření za klidu) je větší než tření mezi rotující šnekovnicí a materiálem (tření za pohybu). Výsledkem je, že se materiál posouvá ve žlabu, i když materiál šnekovnice i žlabu (ocelový plech) je stejný.

## Možné varianty řešení svislé dopravy

Je vhodný pro malá a střední dopravovaná množství (do 50, výjimečně do 200  $m^3 \cdot h^{-1}$ ) na kratší vzdálenosti (často jako podavač do 5 m) pro vodorovné a úklonné (do 20°) tratě. Používá se i pro speciální šneky, jako míchací, třídící, nebo odvodňovací dopravník.

Správná funkce dopravníku je podmíněna pouze částečným naplněním žlabu materiálem a rovnoměrným přívodem materiálu na dopravník.

### 1.2.1 Základní rozdělení šnekových dopravníků

a) Dopravní:

- Vodorovné

- Šikmé

- Svislé

b) Míchací:

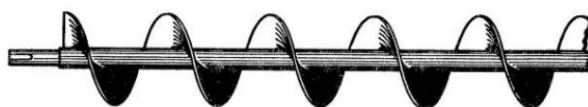
- Jednoduché

- Dvojitě

c) Šnekové trouby

### 1.2.2 Rozdělení dle provedení šnekovnice

a) Šnekovnice plná



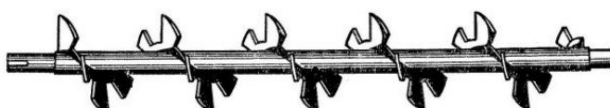
Obr. 3 Šnekovnice plná [2]

b) Šnekovnice obvodová



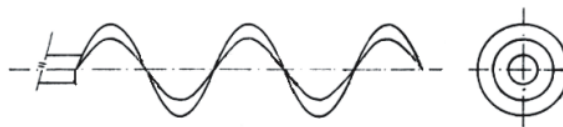
Obr. 4 Šnekovnice obvodová [2]

c) Šnekovnice lopatková



Obr. 5 Šnekovnice lopatková [2]

d) Šnekovnice bezosá



Obr. 6 Šnekovnice bezosá [2]

e) Šnekovnice hřebenová

f) Šnekovnice přerušovaná

1.2.3 Rozdělení dle umístění pohonu

a) Tlačné

b) Tažné

1.2.4 Rozdělení dle stoupání šneku

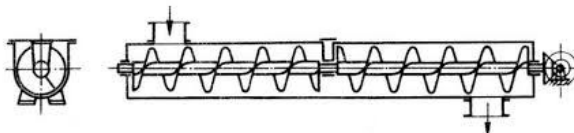
a) S pravým stoupáním

b) S levým stoupáním

c) S kombinovaným stoupáním

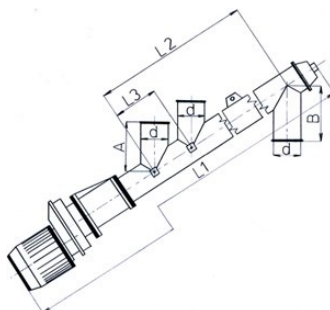
1.2.5 Rozdělení dle sklonu

a) Vodorovné



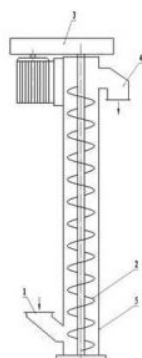
Obr. 6 Vodorovně orientovaný šnekový dopravník [2]

b) Úklonné



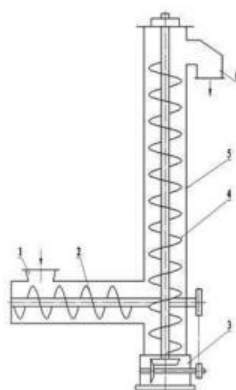
Obr. 7 Úklonně orientovaný šnekový dopravník [2]

c) Svislé



*Obr. 8 Svisle orientovaný šnekový dopravník [2]*

d) Kombinované



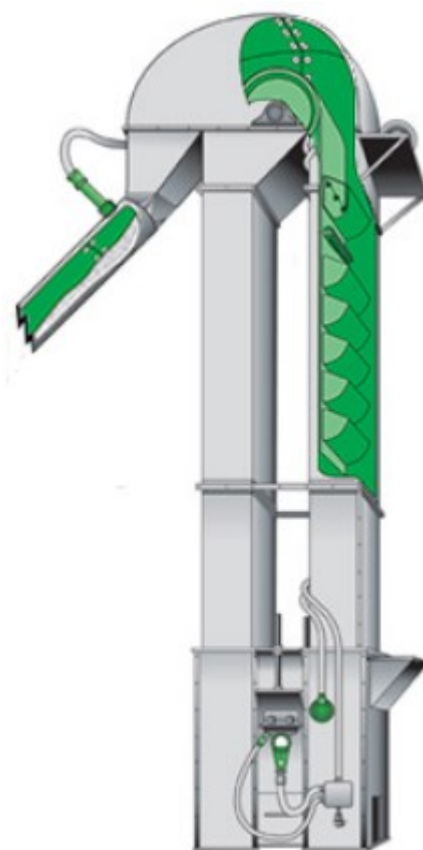
*Obr. 9 Kombinovaný šnekový dopravník [2]*

### 1.3 Korečkový elevátor

Korečkové elevátory jsou mechanické dopravníky určené k přepravě sypkých látek nejrozličnějších druhů (cement, písek, uhlí, popel, různé chemikálie, obilí, mouka atd.) ve svislém nebo strmém směru (úhel stoupání do 60°). Materiál je přepravován v korečcích-nádobách, které jsou pevně připevněny k tažnému orgánu. Dopravní výška je omezena pouze pevností tažného orgánu. Běžně se používají pro malá a střední dopravní množství (do 160  $m^3 h^{-1}$ ) a dopravní výšky do 40 m. Při užití dopravního pásu jako tažného orgánu je možné dosáhnout vysokých rychlostí a tím i dopravního výkonu až 1000  $m^3 h^{-1}$  a dopravních výšek až 200 m. Korečkový elevátor je uzavřen v prachotěsné šachtě. Poháněcí stanice bývá obvykle umístěna nahoře, napínací ústrojí dole.

### 1.3.1 Rozdělení korečkových elevátorů

- a) Svislé
  - Gravitační
  - Odstředivé
- b) Šikmé
  - Gravitační
  - Odstředivé
- c) Lomené



Obr. 10 Korečkový dopravník [10]

### 1.4 Trubko-řetězový dopravník (Schrage)

Je to druh dopravníku, u kterého plní funkci tažného orgánu nekonečný řetěz, který je osazen unášeci. Tento řetěz s unášeci se pohybuje v omezeném prostoru, který má běžně podobu žlabů, nebo potrubí kruhového či obdélníkového průřezu. Dopravovaný materiál se pohybuje v mezerách mezi unášeci od místa násypu do místa výsypu. Pohon tažného řetězu zajišťuje elektromotor v poháněcí stanici, která je často používána také jako výsypka. Na



### Možné varianty řešení svislé dopravy

druhém konci dopravníku se nachází vratná stanice, kde se uskutečňuje také napínání řetězu a nasypávání materiálu.

Tento druh dopravníku je díky své konstrukci schopný dopravovat materiál ve všech směrech, a to tedy horizontálně, vertikálně i šikmo.

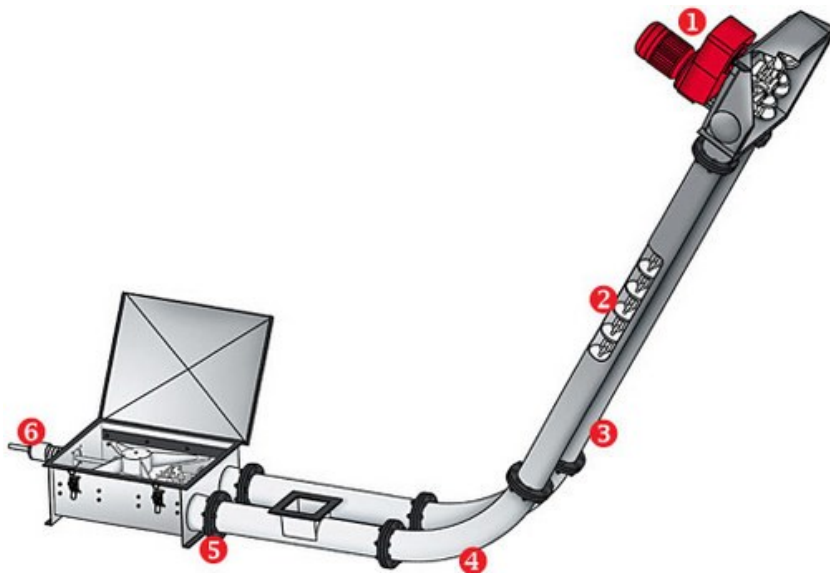
Výhody trubko-řetězových dopravníků:

- Jednoduchá konstrukce, nízké provozní náklady
- Možnost dopravovat až na vzdálenosti 55 m v horizontálním směru a do 35 m ve směru vertikálním při použití jednoho dopravníku

- Variabilní trasa dopravníku
- Díky uzavřené konstrukci je dopravník šetrný ke svému okolí
- Jednoduchá obsluha

Nevýhody:

- Nevhodnost použití pro dopravu velmi abrazivních materiálů, které způsobují vyšší opotřebení žlabu, řetězu a unášeců. Také způsobují vyšší tažné síly v řetězu



Obr. 11 Trubko-řetězový (Schrage) dopravník [6]

## 1.5 Doprava v potrubí

Doprava v potrubí (ve zvláštních případech v korytech nebo žlabech) je doprava sypkých materiálů pomocí nosného média, kterým je v obecném případě kapalina (doprava hydraulická), nebo plyn (doprava pneumatická).

### 1.5.1 **Hydraulická doprava**

Hydraulická doprava se uskutečňuje prouděním kapalné fáze, která unáší pevnou fázi. Pohyb kapalin je obvykle spojen s vířivým pohybem vodních částic, které jsou schopny nadnášet a unášet pevné částice ve směru proudění kapaliny. V přírodě je to jev neustále se opakující na vodních tocích. Čím větší je rychlost proudění, tím větší objem částic je vodní proud schopen pojmout a dopravovat. Využívání hydraulické dopravy je ovlivněno vlastnostmi systému, které mohou být kladné, nebo záporné. Ke kladným je možno počítat velký dopravní výkon a jednoduchost technologického zařízení. Dále je velkým faktorem ekologičnost provozu a možnost vést dopravní potrubí v zastavěných aglomeracích. Mezi negativa se hlavně řadí nutnost separace dopravovaného materiálu od kapaliny, která jej unášela a eventuálně jej následně sušit. Unášející médium (kapalina) se musí přečerpat zpět, jestliže jde o uzavřený okruh, nebo je potřeba kapalinu vyčistit od nečistot, příměsí materiálů, pokud se vrací do vodního toku.

#### 1.5.1.1 *Rozdělení hydraulické dopravy*

- ***Podle provozního tlaku***

- a) Samospádová

- b) Tlaková: 1) Podtlaková

- 2) Přetlaková

Samospádová doprava je gravitační, realizovaná ve žlabech, korytech, nebo potrubích s volnou hladinou, tudíž s ní nelze dopravovat dovrchně.

V případě podtlakové hydraulické dopravy proudí kapalina a dopravovaný materiál z místa s normálním tlakem do místa s nižším tlakem. Tento tlakový rozdíl bývá vyvolán jednostupňovým čerpadlem, nebo ejektorem.

U přetlakové hydraulické dopravy se tlakový rozdíl (přetlak) je vyvolán vysokotlakými čerpadly odstředivými, nebo čerpadly pístovými ve spojení s dávkovači.

Oba druhy tlakové dopravy lze realizovat pouze v potrubí. Dopravní vzdálenosti, které je možno dosáhnout tlakovou (přetlakovou i podtlakovou) hydraulickou dopravou jsou velké (přes 100 km), pracovní tlaky mohou být až 15Mpa a dopravovat materiál lze až do výšek 800 m.

- ***Dělení podle oběhu provozní kapaliny***

- a) V uzavřeném okruhu

- b) V otevřeném okruhu

- ***Podle technologického zařízení***

- a) Doprava bagrovacími (kalovými) čerpadly

- b) Doprava odstředivými vysokotlakými čerpadly

- c) Doprava ejektory (hydroelevátory)

- d) Doprava pístovými čerpadly

- e) Doprava v kontejnerech

### 1.5.2 **Pneumatická doprava**

Pneumatická doprava je velmi podobná dopravě hydraulické, jen s tím rozdílem, že v problematice pneumatické dopravy plní funkci nosného media plyn (vzduch), který má velmi podobné, nebo stejné fyzikální vlastnosti jako kapalina, jen s tím hlavním rozdílem, že je stlačitelný, jeho hustota je menší, a k vyvolání vztlakových sil je tedy nutno poměrně vyšších rychlostí. Využití pneumatické dopravy je však velmi rozsáhlé. Využívá se napříč všemi průmyslovými odvětvími.

- Výhody pneumatické dopravy mohou být:

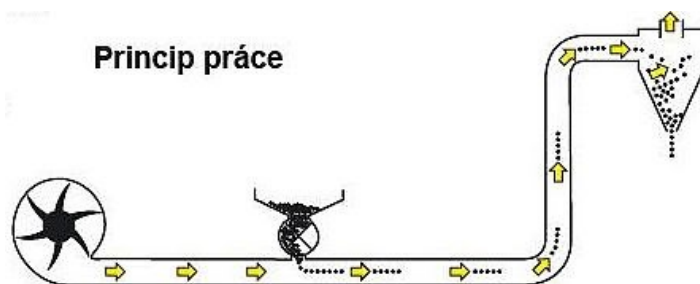
- Manévrovatelnost, pružnost a přizpůsobivost terénu a vnitřnímu uspořádání budov
- Možnost dopravovat vodorovně, šikmo i svisle na velké vzdálenosti (horizontálně až 2000 m, vertikálně až do 100 m výškového rozdílu).
- Dopravní výkony až 300 t/h.
- Možnost automatizace dopravy
- Nižší investiční náklady v porovnání s mechanickou dopravou
- Možnost dobrého napojení na technologie

- Nevýhody pak můžou být:

- Nebezpečí ucpávání trasy
- Omezení z hlediska abraze potrubí
- Omezení z hlediska lepivosti (jemný a vlhký materiál)

### 1.5.2.1 Rozdělení pneumatické dopravy

- Podle tlaku v potrubí:
  - Podtlaková
  - Přetlaková
  - Smíšená
- Podle velikosti tlakové ztráty:
  - Nízkotlaká
  - Středotlaká
  - Vysokotlaká
- Podle styku materiálu se vzduchem:
  - S otevřeným systémem
  - S uzavřeným systémem
- Podle časového režimu:
  - S kontinuální dopravou
  - S přerušovanou (dávkovou) dopravou



Obr. 12 Princip dopravy potrubím [7]

## 1.6 Výběr nejvhodnějšího řešení

Pro splnění zadání je zvolen trubko-řetězový (Schrage) dopravník. Důvodem této volby je jeho poměrně snadná a levná konstrukce. Další předností, pro kterou byl tento typ dopravníku vybrán, je snadná možnost pozdější úpravy dopravníku. Tím je myšleno, že i když je zadáním specifikováno, že se dopravovaný materiál bude dopravovat jen jedním směrem (vzhůru) do sedmi metrové výšky, není vyloučeno doplnění dopravy materiálu ve vratné větvi potrubí směrem dolů. V tomto případě by se tedy pouze přidalo další násypné místo hned za poháněcí stanici, a výsypné místo před stanicí napínací. Na závěr je vhodné ještě uvést jednu výhodu tohoto dopravníku, a to je ta, že je materiál dopravovaný v uzavřeném potrubí, tudíž neprodukuje žádný prach a nečistoty do ovzduší v jeho blízkosti.

## 2 Výpočet dopravníku

### 2.1 Kapacitní výpočet dopravníku

#### 2.1.1 Výpočet potřebného dopravního průřezu

Pro výpočet vhodného průřezu potrubí je nutno vycházet ze vztahu (3), ze kterého lze vypočítat nejprve teoretický minimální průřez potrubí pro dodržení dopravního výkonu. Pro tento výpočet bylo také potřeba zvolit dopravní rychlost, která byla volena na  $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

#### 2.1.2 Výpočet dopravního výkonu v tunách za hodinu

$$Q_m = \left(\frac{G}{g}\right) \cdot Q \quad (1)$$

$$Q_m = \left(\frac{6}{9,81}\right) \cdot 1,5$$

$$Q_m = 0,9174 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

#### 2.1.3 Výpočet měrné sypané hmotnosti kulovitých částic

$$\rho_s = \frac{G \cdot 1000}{g} \quad (2)$$

$$\rho_s = \frac{6 \cdot 1000}{9,81}$$

$$\rho_s = 611,62 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

#### 2.1.4 Výpočet potřebného průřezu potrubí

$$S_t = \frac{Q_m}{3,6 \cdot k_\varphi \cdot v \cdot \rho_s} \quad (3)$$

$$S_t = \frac{0,9174}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,1 \cdot 611,62}$$

$$S_t = 0,005952 \text{ m}^2$$

### 2.1.5 Výpočet vnitřního průměru potrubí

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_t}{\pi}} \quad (4)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005952}{\pi}}$$

$$D_p = 0,0871 \text{ m}$$

Volím vnitřní průměr potrubí  $D_{pz}=0,1 \text{ m}$ .

### 2.1.6 Výpočet skutečného vnitřního dopravního průřezu potrubí

$$S_v = \frac{\pi \cdot D_{pz}^2}{4}$$

$$S_v = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}$$

$$S_v = 0,00785 \text{ m}^2$$

### 2.1.7 Kontrola dopravního výkonu

$$Q_v = 3,6 \cdot k_\varphi \cdot v \cdot \rho_s \cdot S_v \quad (5)$$

$$Q_v = 3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,1 \cdot 611,62 \cdot 0,00785$$

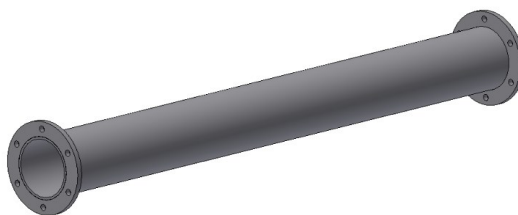
$$Q_v = 1,21 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_m < Q_v$$

Dopravní průřez potrubí vyhovuje.

### 2.1.8 Výběr potrubí

Na základě předešlých výpočtů volím dopravní potrubí o vnitřním průměru 100 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Jelikož dopravník bude dopravovat plastové kuličky, nejsou kladeny mimořádné nároky na volbu materiálu. Proto volím potrubí z oceli běžné jakosti.



Obr. 12 Použité dopravní potrubí

## 2.1.9 Výpočet koeficientu sypnosti

$$k = \frac{1 - \sin \varphi_e}{1 + \sin \varphi_e} \quad (6)$$

$$k = \frac{1 - \sin 35^\circ}{1 + \sin 35^\circ}$$

$$k = 0,271$$

## 2.1.10 Výpočet hmotnosti dopravovaného materiálu

$$m_M = \left( \frac{\pi \cdot D_{pz}^2}{4} \right) \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \quad (7)$$

$$m_M = \left( \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \right) \cdot 611,62 \cdot 0,7$$

$$m_M = 3,361 \text{ kg}$$

## 2.2 Výpočet tahů v úsecích pomocí graficko-početní metody

Pro návržení vhodného řetězu námi řešeného dopravníku byly určeny tahové síly, vznikající za manipulace s dopravovaným materiálem. Nejprve bylo nutno navrhnout schéma dopravníku, kde jsou vyznačeny jednotlivé dopravní úseky, ze kterého se vycházelo při výpočtu.

Dopravní trasa se skládá ze dvou vodorovných úseků, jednoho svislého úseku a dvou obloukových úseků o odpovídajícím poloměru a úhlu přechodu  $90^\circ$ .

Při chodu trubko-řetězového dopravníku působí proti chodu řetězu s unášecí několik pohybových odporů:

- Odpor při pohybu řetězu, unášeců a materiálu v horizontálním úseku
- Odpor při pohybu řetězu, unášeců a materiálu ve vertikálním úseku
- Odpor při pohybu řetězu, unášeců a materiálu v zaobleném úseku
- Odpor při pohybu řetězu, unášeců a materiálu v šikmém úseku

Do výpočtu také vstupují odpory vzniklé kontaktem obvodové plochy unášeců a potrubí, což vytváří styk plast PE 300 - ocel, pro který laboratoře Plastum [5] uvádí součinitel vnějšího tření  $\mu = 0,4$ . Dalším odpor vzniká při kontaktu dopravovaných plastových kuliček a dopravního potrubí. Tento případ také vytváří styk plast-ocel. Pro určení součinitele tření tohoto případu byla využita laboratoř s "třecí stolicí",

## Výpočet dopravníku

která byla využita pro jeho přesné změření. Výsledkem bylo naměření součinitel vnějšího tření  $f_w = 0,31$ . Celý proces měření je popsán v kapitole 2.2.3.

### 2.2.1 Délky jednotlivých úseků

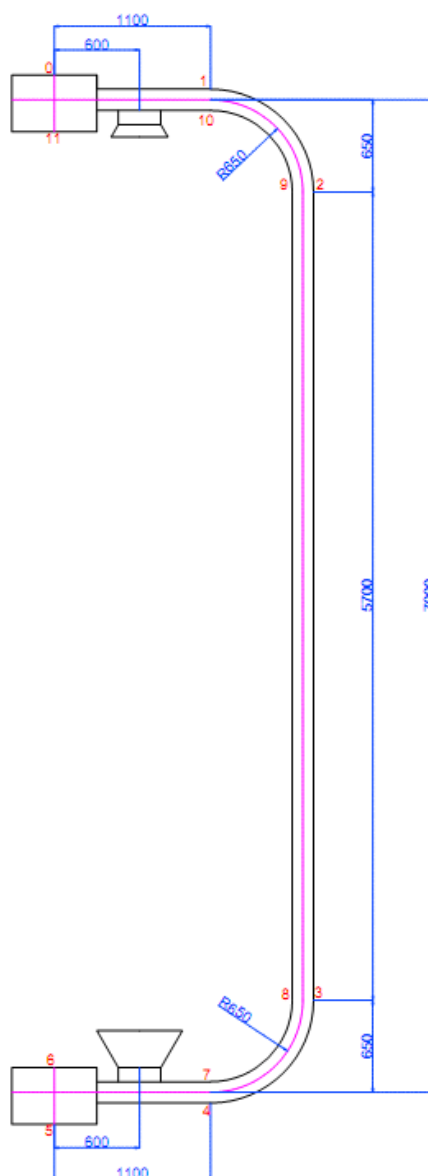
$$L_{0-1} = L_{10-11} = 1,1 \text{ m}$$

$$R_{1-2} = R_{9-10} = 0,65 \text{ m}$$

$$L_{2-3} = L_{8-9} = 5,7 \text{ m}$$

$$R_{3-4} = R_{7-8} = 0,65 \text{ m}$$

$$L_{4-5} = L_{6-7} = 1,1 \text{ m}$$



Obr. 13 Schéma úseků dopravníku pro graficko-početní metodu



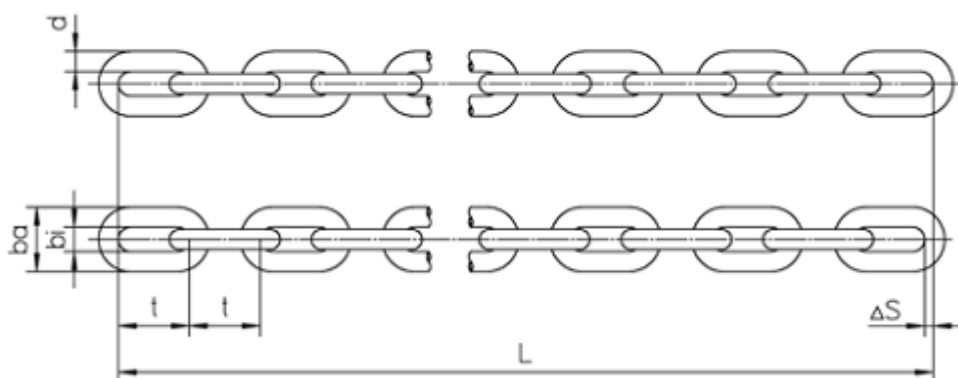
## 2.2.2 Předběžná volba řetězu

Pro výpočet všech tahových sil je nejprve nutné předběžně zvolit řetěz, u kterého předpokládáme, že jeho parametry budou vyhovovat našemu řešení. Pomocí těchto parametrů vypočítáme veškeré tahové síly v dopravním řetězu. Na základě vypočtené celkové tahové síly pak provedeme kontrolu navrženého řetězu a rozhodneme, zdali vyhovuje podmínkám našeho řešení.

Pro naše řešení je zvolen zkoušený řetěz od firmy Pewag [4] HV 10x38mm ( $d \times t_f$ ) podléhající normě DIN 766 s leštěným a voskovaným povrchem.

Vlastnosti řetězu potřebné k výpočtům:

- Průměr drátu řetězu  $d = 10 \text{ mm}$
- Rozteč ok řetězu  $t_f = 38 \text{ mm}$
- Hmotnost 1 m řetězu bez unášeců  $m_{r_b} = 2,1 \text{ kg}$
- Hmotnost 1 m řetězu s unášeci  $m_r = 3,7 \text{ kg}$
- Mezní zatížení řetězu  $F_{př} = 64 \text{ kN}$



Obr. 14 Náskres dopravního řetězu [4]

Řetěz $d \times t$	Šířka řetězu bi min.	Šířka řetězu ba max.	Hmotnost	Standardní délka Počet článků	Standardní délka $L^*$	G80 E10 Zkušební zatížení [kN]	G80 E10 Mezní zatížení [kN]	G80 E14 Zkušební zatížení [kN]	G80 E14 Mezní zatížení [kN]
[mm]	[mm]	[mm]	[kg/m]		[mm]				
10 x 38	12,5	34	2,10	527	20.026	38	64	-	-
14 x 50	16,3	47	4,10	215	10.750	74	128	65	110
16 x 64	20	55	5,30	167	10.688	96	160	84	140
19 x 75	22	63	7,40	143	10.725	135	227	117	198
22 x 86	26	74	9,90	119	10.234	182	304	160	266
26 x 100	31	87	13,80	83	8.300	255	425	220	370
30 x 120	36	102	18,70	47	5.640	340	566	300	500
34 x 136	39	113	23,80	35	4.760	425	710	375	630
38 x 144	44	127	30,00	29	4.176	530	910	480	800

Obr. 16 Tabulka parametrů dopravního řetězu [4]

### 2.2.3 Laboratorní měření vnějšího součinitele tření

Pro správný výpočet tahů v úsecích dopravníku je potřebné znát hodnoty součinitelů vnějšího tření jak mezi materiálem unášeců a potrubím, tak i mezi potrubím a dopravovaným materiálem. Součinitel tření materiálu unášeců je tabulkovaná hodnota převzatá z materiálů laboratoře Plastum [5] a činí  $\mu = 0,4$ . Součinitel tření dopravovaného materiálu byl naměřen v laboratoři firmy OTIS a.s.

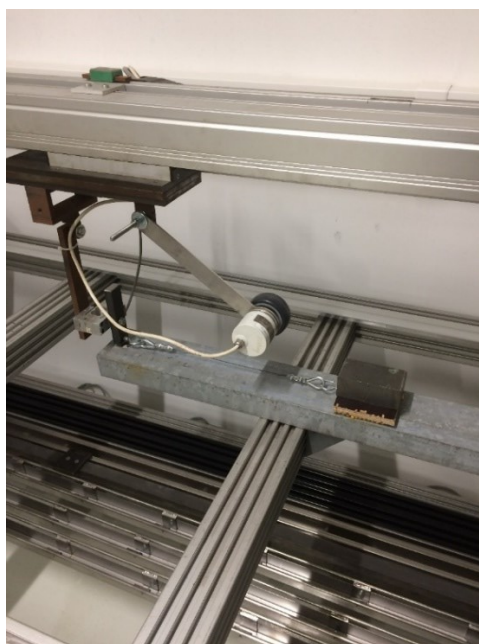
Měření se uskutečnilo na tzv. "třecí stolici", což je přípravek, který je na takováto měření stavěný. Nejprve bylo potřeba si vyrobit zkušební vzorek. Tím byla dřevěná destička o rozměrech 10x10 cm, na kterou se zespodu nalepily plastové kuličky, které tvoří dopravovaný materiál. Na druhou stranu zkušební vzorku se upevnilo závaží o hmotnosti 1,8 kg. Závěrečnou úpravou zkušební vzorku bylo namontování háčku na jeho čelo, za který se vzorek bude tahat po povrchu součásti s povrchem velmi podobným dopravnímu potrubí, použitým pro řešení dopravníku.



*Obr. 17 Zkušební vzorek pro měření součinitele tření mezi dopravovaným materiálem a potrubím*

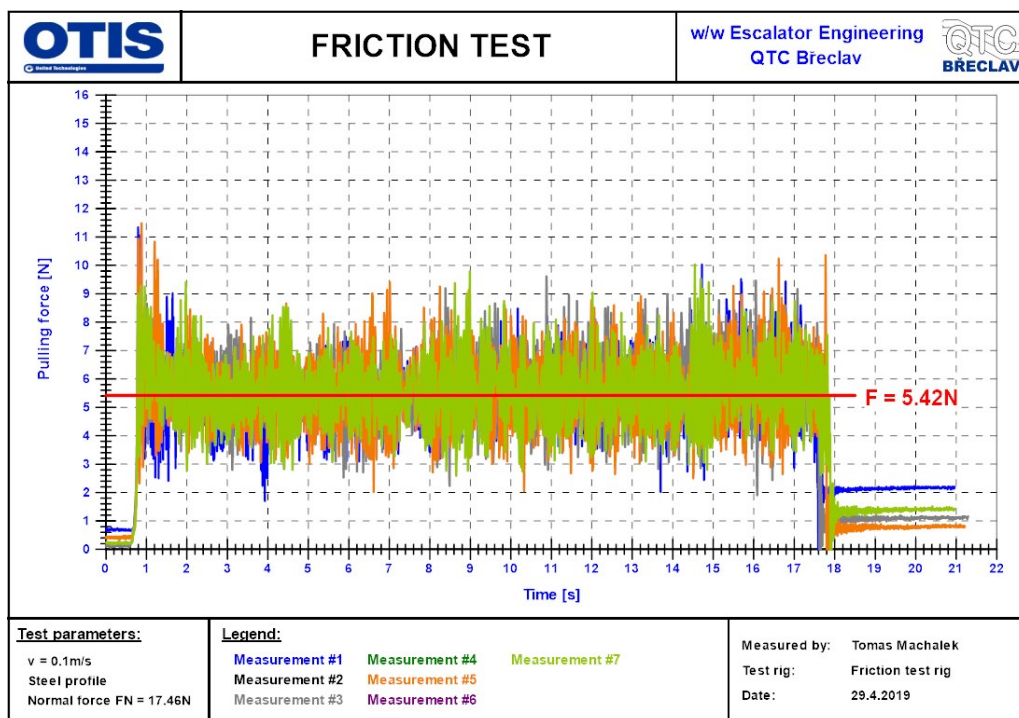
Když byla zkušební součást i vzorek umístěna na "třecí stolici", spojilo se její táhlo se zkušebním vzorkem pomocí ocelového lanka. Na tomto táhle je namontováno silové čidlo, které měří tažnou sílu nutnou k uvedení vzorku do pohybu.

Průběh měření tedy potom vypadal tak, že se zkušební vzorek táhnul po zkušební součásti. Délka tohoto pohybu byla cca 2 m. Po celou dobu tažení zkušební vzorku snímalo silové čidlo tažnou sílu, kterou muselo vyvíjet táhlo k pohybu zkušební vzorku.



Obr. 18 Sestavení přípravku pro měření součinitele tření

Ze snímaných hodnot síly program automaticky vypočítal průměrnou sílu, ze které se empirickým vztahem pro výpočet třecí síly (9) spočítal skutečný součinitel tření mezi plastovými kuličkami a kovem potrubí. Je nutné zmínit, že toto měření simulovalo nejhorší situaci, která v praxi může nastat, a to takovou, že kuličky jsou fixovány a neotáčí se. V potrubí budou moci kuličky rotovat, proto bude součinitel tření ve skutečnosti nižší.



Obr. 19 Graf průběhu měřené síly při měření součinitele tření

### Výpočet dopravníku

Z obr. 19 lze vyčíst, že průměrná tažná síla potřebná k pohybu zkušební vzorku byla  $F_t = 5,42 \text{ N}$ . Pro výpočet součinitele tření je ještě nezbytná normálová síla  $F_n$ , kterou vyvíjí závaží zatěžující vzorek. Toto závaží má hmotnost 1,8 kg. Normálovou sílu si tedy díky znalosti hmotnosti závaží dopočítáme.

$$F_n = m_z \cdot g \quad (8)$$

$$F_n = 1,8 \cdot 9,81$$

$$F_n = 17,7 \text{ N}$$

$$F_t = F_n \cdot f_w \quad (9)$$

Z tohoto vztahu vyjádříme součinitel tření  $f_w$ :

$$f_w = \frac{F_t}{F_n}$$

$$f_w = \frac{5,42}{17,7}$$

$$f_w = 0,31$$

#### 2.2.4 Vodorovný prázdný úsek 0-1

Počátek výpočtu je v bodě 0. Vstupuje zde síla  $T_0$ , která je rovna polovině zvolené napínací síly  $F_{nap}$ .

$$L_{0-1} = 1,1 \text{ m}$$

Napínací sílu volím  $F_{nap} = 1000 \text{ N}$ .

Vstupní síla  $T_0$  tedy bude rovna:

$$T_0 = \frac{F_{nap}}{2} \quad (10)$$

$$T_0 = \frac{1000}{2}$$

$$T_0 = 500 \text{ N}$$

Následný postup výpočtu dále následuje schéma na Obr. 13, kde se pohybové odpory, vznikající v řešeném úseku, postupně přičítají k odporům úseku předchozího.

Pohybový odpor vzniklý na tomto úseku bude:

$$k_1 = L_{0-1} \cdot m_r \cdot g \cdot \mu \quad (11)$$

$$k_1 = 1,1 \cdot 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4$$

$$k_1 = 16 \text{ N}$$

$$T_{0-1} = T_0 + k_1 \quad (12)$$

$$T_{0-1} = 500 + 16$$

$$T_{0-1} = 516 \text{ N}$$

### 2.2.5 Zakřivený prázdný úsek 1-2

$$R_{1-2} = 0,65 \text{ m}$$

$$k_2 = R_{1-2} \cdot m_r \cdot g \cdot \mu - R_{1-2} \cdot m_r \cdot g \quad (13)$$

$$k_2 = 0,65 \cdot 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4 - 0,65 \cdot 3,7 \cdot 9,81$$

$$k_2 = -14,2 \text{ N}$$

$$T_{0-2} = T_{0-1} + k_2 \quad (14)$$

$$T_{0-2} = 516 - 14,2$$

$$T_{0-2} = 501,8 \text{ N}$$

### 2.2.6 Svislý prázdný úsek 2-3

$$L_{2-3} = 5,7 \text{ m}$$

$$k_3 = -L_{2-3} \cdot m_r \cdot g \quad (15)$$

$$k_3 = -5,7 \cdot 3,7 \cdot 9,81$$

$$k_3 = -207 \text{ N}$$

$$T_{0-3} = T_{0-2} + k_3 \quad (16)$$

$$T_{0-3} = 501,8 - 207$$

$$T_{0-3} = 294,8 \text{ N}$$

### 2.2.7 Zakřivený prázdný úsek 3-4

$$R_{3-4} = 0,65 \text{ m}$$

$$k_4 = R_{3-4} \cdot m_r \cdot g \cdot \mu - R_{3-4} \cdot m_r \cdot g \quad (17)$$

$$k_4 = 0,65 \cdot 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4 - 0,65 \cdot 3,7 \cdot 9,81$$

$$k_4 = -14,2 \text{ N}$$

$$T_{0-4} = T_{0-3} + k_4 \quad (18)$$

$$T_{0-4} = 294,8 - 14,2$$

$$T_{0-4} = 280,6 \text{ N}$$

### 2.2.8 Vodorovný prázdný úsek 4-5

$$L_{4-5} = 1,1 \text{ m}$$

$$k_5 = L_{4-5} \cdot m_r \cdot g \cdot \mu \quad (19)$$

$$k_5 = 1,1 \cdot 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4$$

$$k_5 = 16 \text{ N}$$

$$T_{0-5} = T_{0-4} + k_5 \quad (20)$$

$$T_{0-5} = 280,6 + 16$$

$$T_{0-5} = 296,6 \text{ N}$$

### 2.2.9 Převáděcí úsek 5-6

Zde do výpočtu vstupuje vliv převáděcí kladky. Proto dosavadní tah v řetězu násobím součinitelem 1,2. Díky této operaci ve výpočtu zohledním odpor vzniklý v ložiskách kola.

$$T_{0-6} = 1,2 \cdot T_{0-5} \quad (21)$$

$$T_{0-6} = 1,2 \cdot 296,6$$

$$T_{0-6} = 356 \text{ N}$$

### 2.2.10 Vodorovný plný úsek 6-7

$$L_{6-7} = 1,1 \text{ m}$$

$$k_7 = L_{6-7} \cdot [m_M \cdot g \cdot f_w \cdot (1 + k) + m_r \cdot g \cdot \mu] \quad (22)$$

$$k_7 = 1,1 \cdot [3,36 \cdot 9,81 \cdot 0,31 \cdot (1 + 0,271) + 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4]$$

$$k_7 = 30 \text{ N}$$

$$T_{0-7} = T_{0-6} + k_7 \quad (23)$$

$$T_{0-7} = 356 + 30$$

$$T_{0-7} = 386 \text{ N}$$

### 2.2.11 Zakřivený plný úsek 7-8

$$R_{7-8} = 0,65 \text{ m}$$

$$k_8 = R_{7-8} \cdot [m_M \cdot g \cdot f_w \cdot (1 + k) + m_r \cdot g \cdot \mu] + \\ R_{7-8} \cdot [(m_M + m_r) \cdot g + (\rho_s \cdot g \cdot k \cdot t \cdot D_{pz} \cdot \pi \cdot f_w)] \quad (24)$$

$$k_8 = 0,65 \cdot [3,36 \cdot 9,81 \cdot 0,31 \cdot (1 + 0,271) + 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4] + 0,65 \\ \cdot [(3,36 + 3,7) \cdot 9,81 + (611,6 \cdot 9,81 \cdot 0,305 \cdot 0,271 \cdot 0,1 \cdot \pi \cdot 0,31)]$$

$$k_8 = 94 \text{ N}$$

$$T_{0-8} = T_{0-7} + k_8 \quad (25)$$

$$T_{0-8} = 386 + 94$$

$$T_{0-8} = 480 \text{ N}$$

### 2.2.12 Svislý plný úsek 8-9

$$L_{8-9} = 5,7 \text{ m}$$

$$k_9 = L_{8-9} \cdot [(m_M + m_r) \cdot g + (\rho_s \cdot g \cdot k \cdot t \cdot D_{pz} \cdot \pi \cdot f_w)] \quad (26)$$

$$k_9 = 5,7 \cdot [(3,36 + 3,7) \cdot 9,81 + (611,6 \cdot 9,81 \cdot 0,271 \cdot 0,305 \cdot 0,1 \cdot \pi \cdot 0,31)]$$

$$k_9 = 670 \text{ N}$$

$$T_{0-9} = T_{0-8} + k_9 \quad (27)$$

$$T_{0-9} = 480 + 670$$

$$T_{0-9} = 1150 \text{ N}$$

### 2.2.13 Zakřivený plný úsek 9-10

$$R_{9-10} = 0,65 \text{ m}$$

$$k_{10} = R_{9-10} \cdot [m_M \cdot g \cdot f_w \cdot (1 + k) + m_r \cdot g \cdot \mu] + R_{9-10} \cdot [(m_M + m_r) \cdot g + (\rho_s \cdot g \cdot k \cdot t \cdot D_{pz} \cdot \pi \cdot f_w)] \quad (28)$$

$$k_{10} = 0,65 \cdot [3,36 \cdot 9,81 \cdot 0,31 \cdot (1 + 0,271) + 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,3] + 0,65 \cdot [(3,36 + 3,7) \cdot 9,81 + (611,6 \cdot 9,81 \cdot 0,271 \cdot 0,305 \cdot 0,1 \cdot \pi \cdot 0,31)]$$

$$k_{10} = 94 \text{ N}$$

$$T_{0-10} = T_{0-9} + k_{10} \quad (29)$$

$$T_{0-10} = 1150 + 94$$

$$T_{0-10} = 1244 \text{ N}$$

### 2.2.14 Vodorovný plný úsek 10-11

$$L_{10-11} = 1,1 \text{ m}$$

$$k_{11} = L_{10-11} \cdot [m_M \cdot g \cdot f_w \cdot (1 + k) + m_r \cdot g \cdot \mu] \quad (30)$$

$$k_{11} = 1,1 \cdot [3,36 \cdot 9,81 \cdot 0,31 \cdot (1 + 0,271) + 3,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4]$$

$$k_{11} = 30 \text{ N}$$

$$T_{0-11} = T_{0-10} + k_{11} \quad (31)$$

$$T_{0-11} = 1244 + 30$$

$$T_{0-11} = 1274 \text{ N}$$

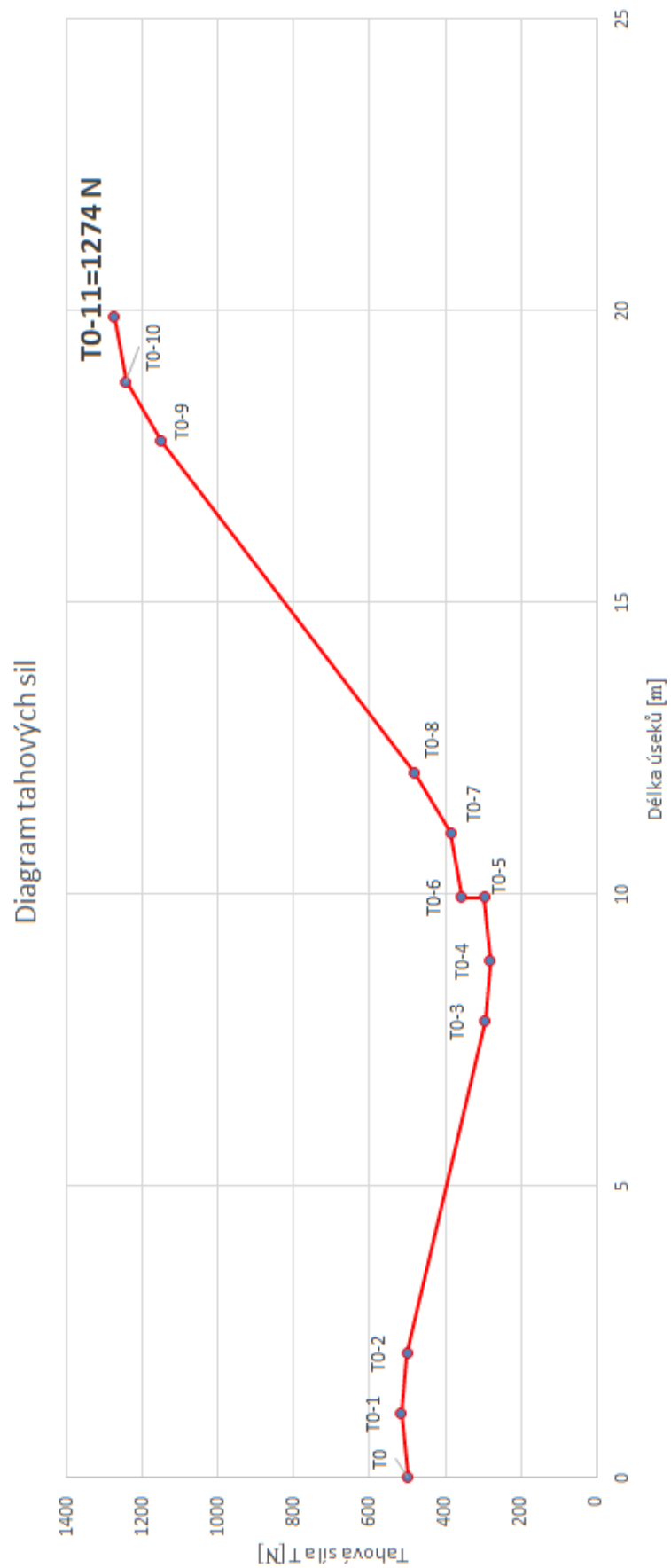
### 2.2.15 Celková tažná síla

$$F = T_{0-11} + T_0 \quad (32)$$

$$F = 1274 + 500$$

$$F = 1774 \text{ N}$$





Obr. 20 Diagram tahových sil v úsecích dopravníku

## 2.3 Kontrola tažného členu

Volím zkoušený dopravní řetěz od firmy Pewag HV DIN766 10x38

Síla při přetržení řetězu  $F_{př} = 64 \text{ kN}$

### 2.3.1 Statická síla působící v řetězu

$$F_{ř} = \frac{F_{nap}}{2} + F \quad (33)$$

$$F_{ř} = \frac{1000}{2} + 1774$$

$$F_{ř} = 2274 \text{ N}$$

### 2.3.2 Výpočet délky plného dopravního úseku

$$L_{pl} = L_{6-7} + R_{7-8} + L_{8-9} + R_{9-10} + L_{10-11} \quad (34)$$

$$L_{pl} = 1,1 + 0,65 + 5,7 + 0,65 + 1,1$$

$$L_{pl} = 9,2 \text{ m}$$

### 2.3.3 Výpočet délky prázdného dopravního úseku

$$L_{pr} = L_{0-1} + R_{1-2} + L_{2-3} + R_{3-4} + L_{4-5} \quad (35)$$

$$L_{pr} = 1,1 + 0,65 + 5,7 + 0,65 + 1,1$$

$$L_{pr} = 9,2 \text{ m}$$

### 2.3.4 Redukovaná hmotnost

Redukovaná hmotnosti představuje celkovou tíhu materiálu, řetězu, unášeců v plné i prázdné větvi potrubí dopravníku.

$$m_L = L_{pl} \cdot (m_M + m_r) + L_{pr} \cdot m_r \quad (36)$$

$$m_L = 9,2 \cdot (3,36 + 3,7) + 9,2 \cdot 3,7$$

$$m_L = 99 \text{ kg}$$

**2.3.5 Výpočet dynamické síly působící na řetěz**

$$F_{DS} = 6 \cdot m_L \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) \cdot \frac{v^2}{D_k} \quad (37)$$

$$F_{DS} = 6 \cdot 99 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{10}\right) \cdot \frac{0,1^2}{0,243}$$

$$F_{DS} = 0,13 \text{ N}$$

Tato síla je velmi malá, proto bude ve výpočtu celkové síly působící na řetěz zanedbána.

**2.3.6 Výpočet celkové síly působící na řetěz**

$$F_{\check{r}_{cel}} = F_{\check{r}} \quad (38)$$

$$F_{\check{r}_{cel}} = 2274 \text{ N}$$

**2.3.7 Výpočet maximální síly působící na řetězu**

$$F_{\check{r}_{max}} = F_{\check{r}_{cel}} \cdot \frac{k_b}{k_i} \quad (39)$$

$$F_{\check{r}_{max}} = 2274 \cdot \frac{4}{1}$$

$$F_{\check{r}_{max}} = 9096 \text{ N}$$

**2.3.8 Kontrola řetězu z hlediska jeho přetržení**

$$F_{\check{r}_{max}} \leq F_{p\check{r}}$$

$$9096 \text{ N} < 64000 \text{ N}$$

Vypočtený maximální síla, která působí v řetězu má velikost  $F_{\check{r}_{max}} = 9096 \text{ N}$ . Tato síla je menší než maximální síla při přetržení řetězu udávaná výrobcem na  $F_{p\check{r}} = 64000 \text{ N}$ . Z toho vyplývá, že zvolený řetěz splňuje podmínku bezpečnosti a vyhovuje požadovanému zatížení.

**2.4 Návrh poháněcí stanice**

Pro návrh poháněcí stanice bylo nutno vycházet z vypočtené celkové tažné síly, která má největší vliv na výkon motoru. Po provedení všech nutných výpočtů pro určení výkonu motoru bylo použito katalogu firmy LENZE, pomocí kterého byl zvolen vhodný motor pro řešení dopravníku.

#### 2.4.1 Výpočet potřebného výkonu motoru

$$P = 1,2 \cdot F \cdot v \cdot \frac{\mu_{tl}}{\eta_{pr}} \quad (40)$$

$$P = 1,2 \cdot 1774 \cdot 0,1 \cdot \frac{1,2}{0,9}$$

$$P = 284 \text{ W}$$

Kde:  $\mu_{tl} = 1,2 \rightarrow$  Součinitel tření v ložiscích [13]

$\eta_{pr} = 0,9 \rightarrow$  Účinnost pohonu vyčtený z katalogu firmy LENZE

#### 2.4.2 Výpočet úhlové rychlosti $\omega$

$$\omega = \frac{v}{\frac{D_k}{2}} \quad (41)$$

$$\omega = \frac{0,1}{\frac{0,243}{2}}$$

$$\omega = 0,823 \text{ s}^{-1}$$

#### 2.4.3 Výpočet potřebného kroutícího momentu

$$M_k = \frac{P}{\omega} \quad (42)$$

$$M_k = \frac{236,5}{0,823}$$

$$M_k = 287,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

#### 2.4.4 Výpočet požadovaných otáček

$$n_{pož} = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (43)$$

$$n_{pož} = \frac{0,823}{2 \cdot \pi}$$

$$n_{pož} = 0,131 \text{ s}^{-1} \rightarrow n_{pož\_min} = 7,86 \text{ min}^{-1}$$

#### 2.4.5 Volba elektromotoru pro řešení dopravníku

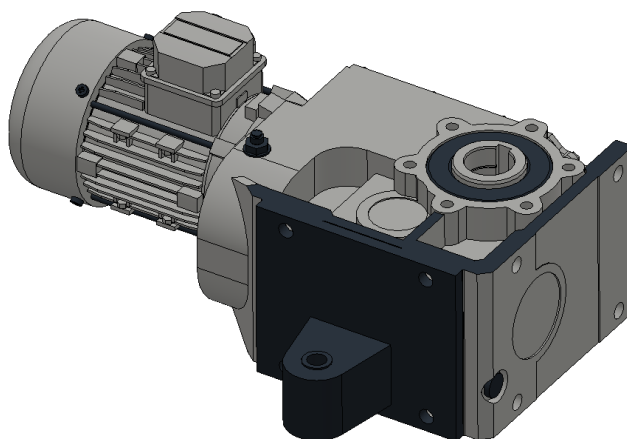
Při volbě elektromotoru bylo vycházeno z minimálního vypočteného kroutícího momentu  $M_k$ , otáček  $n_{pož}$  a výkonu  $P$ , aby byl zajištěn bezproblémový chod trubko-řetězového dopravníku.

### Výpočet dopravníku

Jako pohon volím trojfázový asynchronní elektromotor od firmy LENZE s g500-B kuželo-čelní převodovkou, která je k motoru připojena bez spojky. Motor má integrovaný plastový ventilátor krytý kovovým plechem, rotorovou klec tlakově odlitou z hliníku a měděné statorové vinutí. [12]

Výkon $P_m$	Výstupní otáčky $n_M$	Výstupní moment $M_M$	Otáčky elektromotoru $n_{mt}$	Převodový poměr mezi motorem a převodovkou $i_p$
0,55 kW	7,9 min <sup>-1</sup>	633 N · m	1400 min <sup>-1</sup>	178,2

Tab. 1 Vlastnosti elektromotoru LENZE



Obr. 21 Model elektromotoru LENZE

#### 2.4.6 Výpočet skutečné úhlové rychlosti

$$\omega_{skut} = 2 \cdot \pi \cdot n_m \quad (44)$$

$$\omega_{skut} = 2 \cdot \pi \cdot 7,9$$

$$\omega_{skut} = 49,6 \text{ min}^{-1} \rightarrow 0,84 \text{ s}^{-1}$$

#### 2.4.7 Výpočet skutečné dopravní rychlosti

$$v_{skut} = \omega_{skut} \cdot \frac{D_k}{2} \quad (45)$$

$$v_{skut} = 0,84 \cdot \frac{0,243}{2}$$

$$v_{skut} = 0,102 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

## 2.4.8 Kontrola rozběhu poháněcí stanice

$$M_{red} = 0,5 \cdot D_k \cdot \left[ F + m_L \cdot \frac{v_{skut}}{t_{roz}} \right] \cdot \frac{1}{\eta_p \cdot i_p} \quad (46)$$

$$M_{red} = 0,5 \cdot 0,243 \cdot \left[ 1774 + 99 \cdot \frac{0,102}{5} \right] \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 178,2}$$

$$M_{red} = 1,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 2.4.9 Podmínka rozběhu dopravního systému

$$M_{red} \leq M_{el}$$

$$1,4 \text{ N} \cdot \text{m} < 3,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Nominální moment byl určen z katalogu firmy LENZE, jehož hodnota je

$M_M = 633 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Pro kontrolu podmínky rozběhu elektromotoru je potřeba ale znát skutečný maximální moment redukovaný na hřídel elektromotoru vstupující do převodovky  $M_{el}$ . Abychom takový moment zjistili, stačí nominální moment  $M_M$  podělit převodovým poměrem  $i_p$ .

$$M_{el} = \frac{M_M}{i_p} \quad (47)$$

$$M_{el} = \frac{633}{178,2}$$

$$M_{el} = 3,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Podmínka je splněna, to znamená, že rozběh dopravního systému je zaručen.**

### 3 Pevnostní výpočty

Mezi pevnostní výpočty byla zahrnuta kontrola hřídele u napínací a hnací stanice. Nejvíce namáhána je hřídel u hnací stanice, protože přenáší velký kroutící moment a působí na ni tahové síly, které namáhají hřídel na ohyb. Na této hřídeli je uloženo hnací řetězové kolo zajištěné pojistným perem. Kontrola pera je také součástí pevnostních výpočtů. Pro kontrolu byla zkontrolována i hřídel napínací stanice, na které je uloženo stejné kolo za totožných podmínek. Tato hřídel není, na rozdíl od hřídele hnací stanice, tolik namáhána na krut, z důvodu absence elektromotoru.

#### 3.1 Kontrola hřídele vratné (napínací) stanice

Pro hřídel vratné stanice byl zvolen konstrukční materiál 11 500.

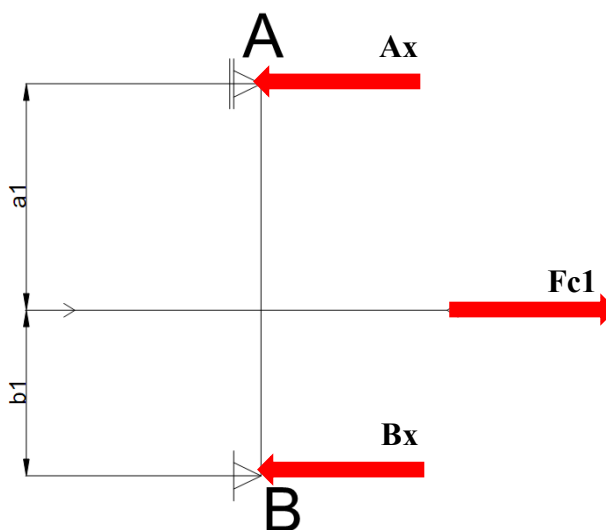
$R_{e_{min}} = 245 \text{ MPa}$ -minimální mez pevnosti

$k_b = 2$ - koeficient bezpečnosti

$$\sigma_{D1} = \frac{R_{e_{min}}}{k_b} \quad (48)$$

$$\sigma_{D1} = \frac{245}{2}$$

$$\sigma_{D1} = 122,5 \text{ MPa}$$



Obr. 22 Schéma silových zatížení napínací hřídele

Vzdálenosti ve schématu (Obr. 22):

$$a_1 = 156 \text{ mm}$$

$$b_1 = 135 \text{ mm}$$

### 3.1.1 Síly namáhající hřídel vratné stanice

$$F_1 = T_0 + T_{0-5} \quad (49)$$

$$F_1 = 500 + 296,6$$

$$F_1 = 796,6 \text{ N}$$

$$F_2 = T_0 + T_{0-6} \quad (50)$$

$$F_2 = 500 + 356$$

$$F_2 = 856 \text{ N}$$

### 3.1.2 Celková síla působící na hřídel

$$F_{c1} = F_1 + F_2 \quad (51)$$

$$F_{c1} = 796,6 + 856$$

$$F_{c1} = 1652,6 \text{ N}$$

### 3.1.3 Výpočet reakcí v ložiskách způsobené silou $F_{c1}$

$$\sum F_x = 0: -A_x + F_{c1} - B_x = 0 \quad (52)$$

$$B_x = F_{c1} - A_x$$

$$B_x = 1652,6 - 886$$

$$B_x = 766,6 \text{ N}$$

$$\sum M_{iB} = 0: A_x \cdot (a_1 + b_1) - F_{c1} \cdot a_1 = 0 \quad (53)$$

$$A_x = \frac{F_{c1} \cdot a_1}{(a_1 + b_1)}$$

$$A_x = \frac{1652,6 \cdot 0,156}{(0,156 + 0,135)}$$

$$A_x = 886 \text{ N}$$

### 3.1.4 Výpočet velikosti největšího ohybového momentu na hřídeli

$$M_{o1} = F_{c1} \cdot a_1 \quad (54)$$

$$M_{o1} = 1652,6 \cdot 0,156$$

$$M_{o1} = 258 \text{ N} \cdot \text{m}$$



### 3.1.5 Výpočet průřezového modulu hřídele v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_{hv}^3}{32} \quad (55)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}$$

$$W_{o1} = 8,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

### 3.1.6 Výpočet ohybového napětí na hřídeli

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \quad (56)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{258}{8,95 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o1} = 29 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o1} \leq \sigma_{D1}$$

$$29 \text{ MPa} < 122,5 \text{ MPa}$$

Hřídel pevnostně vyhovuje na namáhání ohybem.

### 3.1.7 Výpočet pojistného pera napínací (vratné) hřídele

Pro pevnostní výpočet pojistného pera hřídele využijeme podmínku kontroly pera na otlačení a na smyk. Pro předem zvolený materiál pera 11 600 je dovolené tlakové napětí  $p_D = 100 \div 120 \text{ MPa}$  a dovolené napětí tah/tlak  $\sigma_{Dt} = 65 \div 95 \text{ MPa}$ . Pro naše řešení je voleno  $p_D = 100 \text{ MPa}$  a  $\sigma_{Dt} = 65 \text{ MPa}$ .

Pro tuto hřídel bylo zvoleno těsné pero ČSN 02 2562 14e7 x 9 x 50.

Rozměry pera potřebné pro výpočet:

- Šířka pera  $b_p = 14 \text{ mm}$
- Výška pera  $h_p = 9 \text{ mm}$
- Délka pera  $l_p = 50 \text{ mm}$
- Výška části pera zapuštěná v hřídeli  $t_{1p} = 3,2 \text{ mm}$

Velikost dovoleného napětí na smyk se přepočítává z dovoleného napětí na tah/tlak ve vztahu:

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{Dt} \quad (57)$$

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot 65$$

$$\tau_{DS} = 39 \text{ MPa}$$

#### 3.1.7.1 **Kontrola pera napínací hřídele na smyk**

$$\tau_S = \frac{F_{c1}}{S_{pera}} \leq \tau_{DS} \quad (58)$$

$$\tau_S = \frac{F_{c1}}{h_p \cdot l_p} \leq \tau_{DS}$$

$$\frac{1652,6}{9 \cdot 50} \leq 39$$

$3,7 \text{ MPa} < 39 \text{ MPa} \rightarrow$  Pero vyhovuje namáhání na smyk

#### 3.1.7.2 **Kontrola pera napínací hřídele na otláčení**

$$p = \frac{F_{c1}}{S_{pera,2}} \leq p_D \quad (59)$$

$$p = \frac{F_{c1}}{t_{1p} \cdot l_p} \leq p_D$$

$$\frac{1652,6}{3,5 \cdot 50} \leq 100$$

$9,4 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \rightarrow$  Pero vyhovuje namáhání na otláčení

### 3.2 **Kontrola hřídele poháněcí stanice**

Pro hřídel vratné stanice byl zvolen konstrukční materiál 11 500.

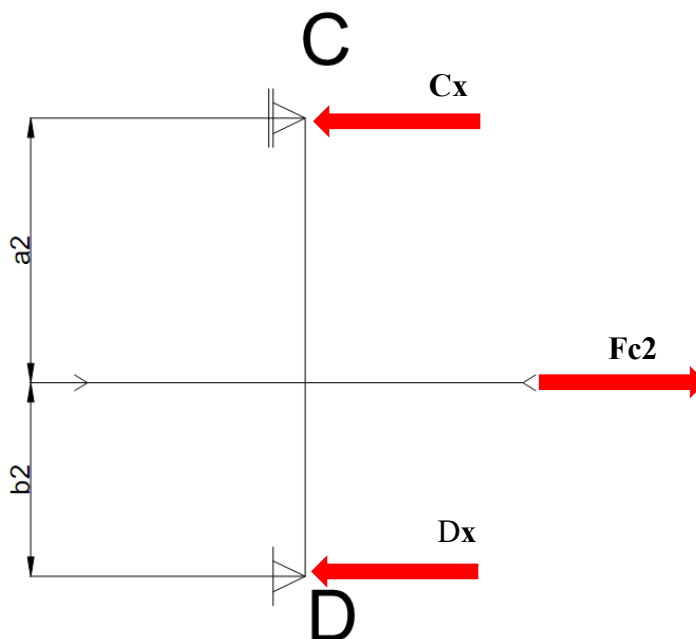
$R_{e_{min}} = 245 \text{ MPa}$ -minimální mez pevnosti

$k_b = 2$ - koeficient bezpečnosti

$$\sigma_{D2} = \frac{R_{e_{min}}}{k_b} \quad (60)$$

$$\sigma_{D2} = \frac{245}{2}$$

$$\sigma_{D2} = 122,5 \text{ MPa}$$



Obr. 23 Schéma silových zatížení poháněcí hřídele

Vzdálenosti ve schématu (Obr. 23):

- $a_2 = 148 \text{ mm}$
- $b_2 = 128 \text{ mm}$

### 3.2.1 Výpočet dovoleného smykového napětí

$$\tau_{D2} = 0,577 \cdot \sigma_{D2} \quad (61)$$

$$\tau_{D2} = 0,577 \cdot 122,5$$

$$\tau_{D2} = 70,7 \text{ MPa}$$

### 3.2.2 Síly namáhající hřídel poháněcí stanice

$$F_{nap} = 1000 \text{ N}$$

$$T_{0-11} = 1274$$

### 3.2.3 Celková síla, která vyvolává ohybové napětí na poháněcí hřídeli

$$F_{c2} = F_{nap} + T_{0-11} \quad (62)$$

$$F_{c2} = 1000 + 1274$$

$$F_{c2} = 2274 \text{ N}$$

### 3.2.4 Výpočet reakcí v ložiskách způsobené silou $F_{c1}$

$$\sum F_x = 0: -C_x + F_{c2} - D_x = 0 \quad (63)$$

$$D_x = F_{c2} - C_x$$

$$D_x = 2274 - 1219$$

$$D_x = 1055 \text{ N}$$

$$\sum M_{iD} = 0: C_x \cdot (a_2 + b_2) - F_{c2} \cdot a_2 = 0 \quad (64)$$

$$C_x = \frac{F_{c2} \cdot a_2}{(a_2 + b_2)}$$

$$C_x = \frac{2274 \cdot 0,148}{(0,148 + 0,128)}$$

$$C_x = 1219 \text{ N}$$

### 3.2.5 Výpočet maximálního ohybového momentu na poháněcí hřídeli

$$M_{o2} = F_{c2} \cdot a_2 \quad (65)$$

$$M_{o2} = 2274 \cdot 0,148$$

$$M_{o2} = 337 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 3.2.6 Výpočet průřezového modulu hřídele v ohybu

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_{hh}^3}{32} \quad (66)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}$$

$$W_{o2} = 8,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

### 3.2.7 Výpočet ohybového napětí na poháněcí hřídeli

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} \quad (67)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{337}{8,95 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o2} = 38 \text{ MPa}$$

Do výpočtu je také nutno zahrnout kroutící moment vyvolaný elektromotorem, který je  $M_{KM} = 633 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

## 3.2.8 Výpočet průřezového modulu v krutu

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_{hh}^3}{16} \quad (68)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{16}$$

$$W_{k2} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

## 3.2.9 Výpočet smykového napětí

$$\tau_k = \frac{M_{KM}}{W_k} \quad (69)$$

$$\tau_k = \frac{633}{1,8 \cdot 10^{-5}}$$

$$\tau_k = 35 \text{ MPa}$$

## 3.2.10 Výpočet redukovaného napětí dle metody HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_k^2)} \quad (70)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(38^2 + 3 \cdot 35^2)}$$

$$\sigma_{red} = 72 \text{ MPa}$$

Dovolené míjivé napětí pro materiál poháněcí hřídele 11 500 je v intervalu  $125 \div 180 \text{ MPa}$ . Z této podmínky vyplývá, že poháněcí hřídel vyhovuje.

## 3.2.11 Výpočet pojistného pera napínací (vratné) hřídele

Pro pevnostní výpočet pojistného pera hřídele poháněcí stanice využijeme stejnou podmínku kontroly pera na otláčení a na smyk jako u hřídele napínací stanice. Pro předem zvolený materiál pera 11 600 je dovolené tlakové napětí  $p_D = 100 \div 120 \text{ MPa}$  a dovolené napětí tah/tlak  $\sigma_{Dt} = 65 \div 95 \text{ MPa}$ . Pro naše řešení je voleno  $p_D = 100 \text{ MPa}$  a  $\sigma_{Dt} = 65 \text{ MPa}$ .

Pro tuto hřídel bylo zvoleno těsné pero ČSN 02 2562 14e7 x 9 x 50.

Rozměry pera potřebné pro výpočet:

$$\text{Šířka pera } b_p = 14 \text{ mm}$$

$$\text{Výška pera } h_p = 9 \text{ mm}$$

$$\text{Délka pera } l_p = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Výška části pera zapuštěná v hřídeli } t_{1p} = 3,2 \text{ mm}$$

Velikost dovoleného napětí na smyk se přepočítává z dovoleného napětí na tah/tlak ve vztahu:

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{Dt} \quad (71)$$

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot 65$$

$$\tau_{DS} = 39 \text{ MPa}$$

### 3.2.11.1 **Kontrola pera napínací hřídele na smyk**

$$\tau_S = \frac{F_{c2}}{S_{pera}} \leq \tau_{DS} \quad (72)$$

$$\tau_S = \frac{F_{c2}}{h_p \cdot l_p} \leq \tau_{DS}$$

$$\frac{2274}{9 \cdot 50} \leq 39$$

$$5 \text{ MPa} \leq 39 \text{ MPa}$$

Z této podmínky vyplývá že zvolené pero vyhovuje namáhání na smyk.

### 3.2.11.2 **Kontrola pera napínací hřídele na otlačení**

$$p = \frac{F_{c2}}{S_{pera,2}} \leq p_D \quad (73)$$

$$p = \frac{F_{c2}}{t_{1p} \cdot l_p} \leq p_D$$

$$\frac{2274}{3,5 \cdot 50} \leq 100$$

$$13 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Z této podmínky vyplývá, že zvolené pero vyhovuje namáhání na otlačení.

## 3.3 **Kontrola šroubů upevňující poháněcí stanici k jejímu stojanu**

Spojení poháněcí stanice s jejích stojanem zajišťuje deset kusů šroubů M8 s třídou pevnosti 8.8 což odpovídá materiálu 12040. Z důvodu vyšších tahů v řetězu je vhodné tyto šrouby zkontrolovat na namáhání na střih. Touto kontrolou se lze přesvědčit, jestli tyto šrouby jsou schopny zajistit dostatečně pevné spojení této stanice s jejím stojanem.

### 3.3.1 Určení dovoleného namáhání na střih

Pro kontrolu je potřeba nejdříve určit dovolené namáhání šroubu na smyk (střih)  $\tau_{DS}$ . Z tab. 2 lze vyčíst, že mez pevnosti v kluzu materiálu šroubu 8.8 je  $R_e = 640 \text{ MPa}$ . Pokud je známa tato hodnota, výpočet pro stanovení dovoleného namáhání na smyk se poté provede pomocí vztahu (74).

Značky a mechanické vlastnosti pro materiál ocelových šroubů a matic												
Značka (doplňková čísla)	4A (.0)	4D, 4P (.0)	4S (.0)	5D, (.1)	5S (.2)	6D	6S (.3)	8E (.4)	8G (.5)	10K (.7)	12K	—
DIN pro šrouby	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	—	8.8	10.9	12.9	14.9
Mez pevnosti [MPa]	340	400	400	500	500	500	600	800	800	1000	1200	1400
Mez kluzu [MPa]	200	240	320	300	400	360	480	650	640	900	1080	1260
Výchozí materiál (ČSN)	11343	11343	11343	11500	11343	—	—	14240	12040	14240	—	—
DIN pro matice	4	4	4	5	5	6	6	—	8	10	12	14
Zkušební napětí [MPa]	400	400	400	500	500	600	600	800	800	1000	1200	1400
Výchozí materiál (ČSN)	10370	10370	11343	11500	11320	—	—	14240	12040	14240	—	—

Tab. 2 Tabulka materiálů šroubů [11]

$$\tau_{DS\_s} = 0,6 \cdot R_e \quad (74)$$

$$\tau_{DS\_s} = 0,6 \cdot 640$$

$$\tau_{DS\_s} = 384 \text{ MPa}$$

### 3.3.2 Pevnostní kontrola šroubů na střih

$$\frac{F_{c2}}{S_{sp}} \leq \tau_{DS} \quad (75)$$

$$\frac{F_{c2}}{10 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \leq \tau_{DS}$$

$$\frac{2274}{10 \cdot \frac{\pi \cdot 7,35^2}{4}} \leq 384$$

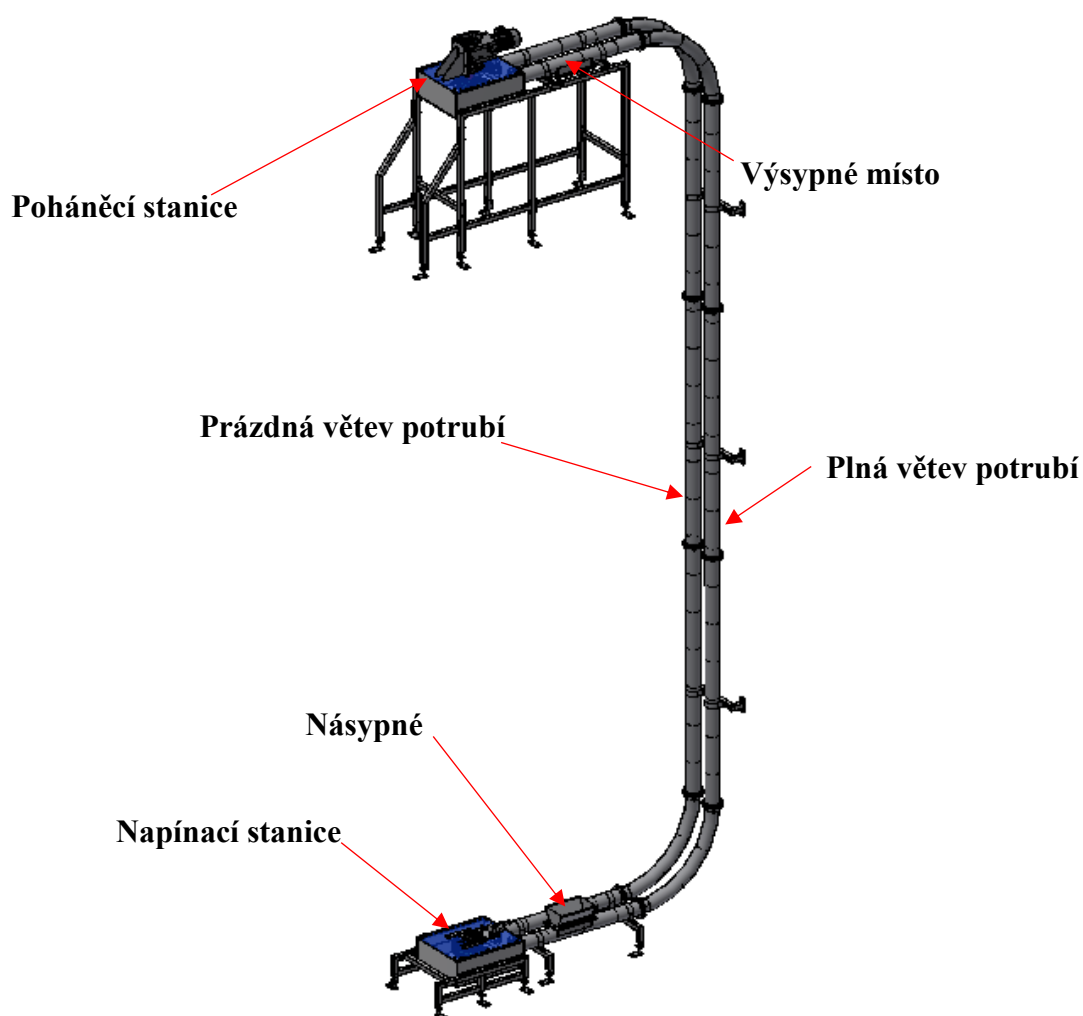
$$5,4 \text{ MPa} < 384 \text{ MPa}$$

Výsledkem je tedy, že šroubové spojení vyhovuje dovolenému namáhání na střih.

## 4 Konstrukční řešení dopravníku

Trubko-řetězový dopravník je navržen tak, aby jeho dopravní trasa splnila požadované podmínky. Celý dopravník se skládá z několika sekcí. První je hnací stanice, která je umístěna ve druhém patře budovy, ve které se dopravník nachází. Druhou sekcí je stanice napínací, umístěná v přízemí budovy. Mezi těmito stanicemi jsou dvě větve potrubí. Jedna z větví je vratná, ve které se pohybuje pouze dopravní řetěz. Druhá větev potrubí je plná, kde se pohybuje dopravní řetěz i s materiálem. Součástí této větve je také násypné a výsypné místo. Násypné místo je realizováno ve spodní části dopravníku v blízkosti napínací stanice. Výsypné místo je naopak v části horní v blízkosti poháněcí stanice.

U dopravníku se předpokládá dlouhodobý nepřerušovaný chod. Tato domněnka je také vnesena do návrhu elektromotoru pro pohon dopravníku.



Obr. 24 Konstrukční řešení trubko-řetězového dopravníku



#### 4.1 Dopravovaný materiál

Dopravovaným materiálem jsou plastové air-softové kuličky o průměru  $d = 6 \text{ mm}$  a objemové tíže kuliček  $G = 6 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-3}$ . Kuličky mají hladký povrch s občasnými otřepy, které jsou pozůstatky od výroby.



*Obr. 24 Dopravovaný materiál*

#### 4.2 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice je umístěna v horním (druhém patře) budovy. Nosná konstrukce se skládá z montovaného stojanu na osmi nohách. Součástí stojanu jsou také "zavětrovací" podpěry. Konstrukce poháněcí stanice je složena ze svařovaného boxu a "montovatelného" víka, na kterém jsou navařeny plechy pro uchycení motoru, který je vyztužen žebry. Uvnitř tohoto boxu je uložena mezi dvěma ložisky hnací hřídel osazená řetězovým kolem, které je na hřídeli zajištěna perem proti protáčení a pojistným kroužkem proti pohybu kola po ose hřídele.

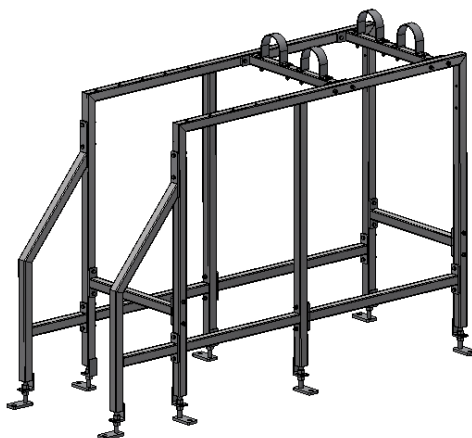
Pohon dopravníku zajišťuje elektromotor od firmy LENZE o výkonu  $P_m = 0,55 \text{ kW}$ . Při výpočtovém návrhu pohonu bylo stanoveno, že minimální hodnota výkonu motoru musí být  $P = 0,231 \text{ kW}$ . Použitý motor je dodáván s kuželočelní převodovkou. Tento komplet se nazývá kuželočelní převodový motor. Pohon je uchycen k navrženému plechu pomocí čtyř šroubů velikosti M12.



*Obr. 25 Poháněcí stanice*

#### 4.3 Stojan poháněcí stanice

Stojan poháněcí stanice je složen ze dvou svařenců s namontovanými vyrovnávacími patkami. Ty umožňují eliminovat podlahové nerovnosti v rozmezí  $\pm 50$  mm. Tyto dvě části společně smontovány pomocí spojovacích "příček" a šroubů M8. Součástí stojanu jsou také podpěry dopravního potrubí, které zajišťují jeho tuhost v horním rovném úseku. Na těchto podpěrách jsou namontovány objímky potrubí, které zajišťují jeho stálou polohu.

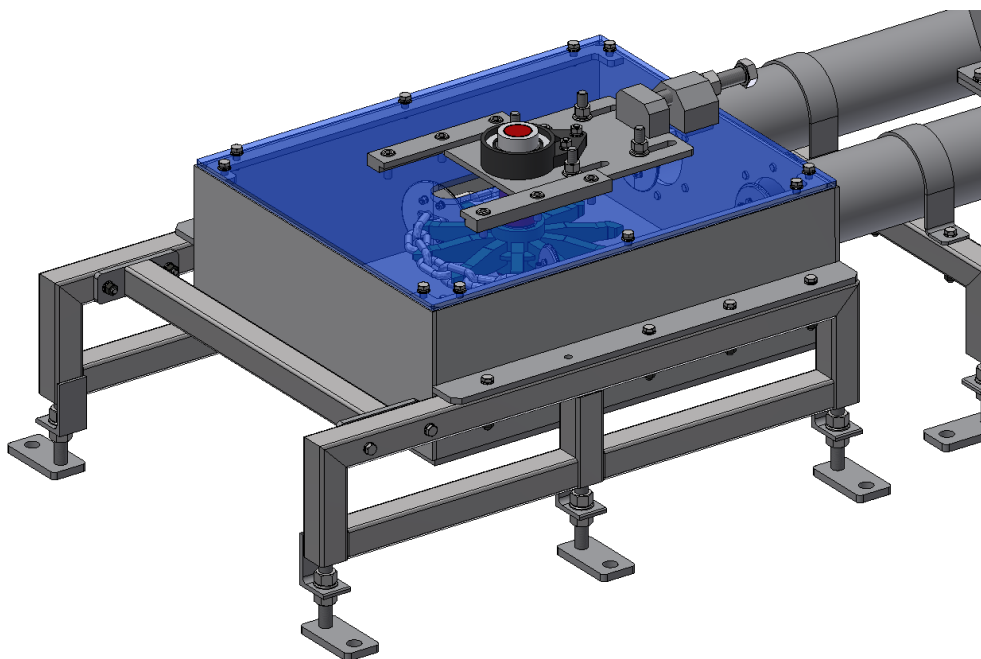


*Obr. 26 Stojan poháněcí stanice*

#### 4.4 Napínací stanice

Tak jako poháněcí stanice je i napínací stanice tvořena jako sestava z několika montovaných dílů. Základem je svařovaný box, na který se montuje víko. Spodní strana boxu a víko je osazeno vedením napínacího mechanismu. To vypadá tak, že hřídel s vratným (napínacím) kolem je uložena mezi dvěma ložisky, která jsou namontována na napínací desky. Tyto napínací desky se mohou pohybovat ve vedení, tak aby byla dosaženo dostatečné napnutí řetězu. Tento pohyb je vyvoláván napínacími šrouby, které vlivem povolování, nebo utahování zajišťují pohyb napínacích desek s hřídelí. Řetězové kolo je uloženo na hřídeli a zajištěno proti otáčení těsným perem. Proti pohybu ve směru osy hřídele je řetězové kolo zajištěno pojistným hřídelovým kroužkem.

Celá tato konstrukce napínací stanice stojí na podstavci, skládajícím se ze čtyř výškově stavitelných nohou, které jsou ukotveny do podlahy pomocí montážních kotev. Tyto nohy jsou navzájem spojeny pro zvýšení tuhosti celého podstavce.



*Obr. 27 Napínací (vratná) stanice i se stojanem*

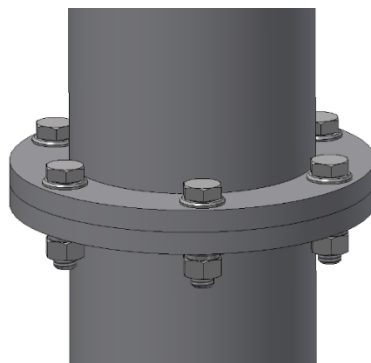
#### 4.5 Potrubní část dopravníku

Základem je vždy úsek ocelového potrubí o vnitřním průměru 100 mm a vnějším průměru 108 mm na jehož čela jsou navařené příruby, které zajišťují snadné šroubové spojení úseků dohromady, které se skládá z šesti šroubů se závitem M10.

Součástí potrubní větve, ve které se dopravuje materiál, je také výsypné a násypné místo. Násypné místo je realizováno v rovném spodním úseku plné větve a má délku 300

## Konstrukční řešení dopravníku

mm. Je vybaveno násypkou, pro snadnější vysypávání dopravovaného materiálu dovnitř dopravníku.



Obr. 28 Systém spojování potrubí

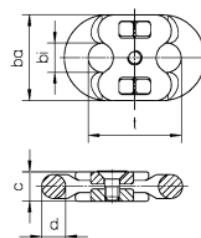
### 4.6 Dopravní řetěz s unášeči

Pro dopravník byl zvolen zkoušený dopravní řetěz od rakouské firmy Pawag, jehož parametry jsou popsány v kapitole 2.2.2. Na řetěz jsou v rozteči 305 mm namontovány unášeče, které mají funkci unášení materiálu potrubím k výsypnému místu. Celý řetěz bude spojený spojovacím článkem VGS 10x38, který také dodává firma Pawag. Při montáži celého dopravníku se bude řetěz spojovat v otvoru pro nasypávání materiálu. Je důležité, aby montovaný spojovací článek byl orientován horizontálně, aby bylo vyloučeno, že přijde do kontaktu se zubem řetězového kola.

#### VGS Spojovací články

Spojovací článek pro jednotlivé řetězové délky. Článek může být namontován pouze jako vertikální řetězový článek. Pro provoz přes poháněcí kola, kapsová kola a hladká kola s drážkou nebo bez drážky.

Povrchová úprava: galvanicky zinkováno



VGS							
VGS Spojovací články	Provedení	t [mm]	d [mm]	bi [mm]	ba [mm]	c [mm]	Šroub Hmotnost [kg/ks]
	VGS 10 x 38	10	38	12	35	12	M 6 x 12 0,12



Obr. 29 Parametry spojovacího článku dopravního řetězu [4]

#### 4.6.1 Unášeče a jejich montáž

Unášeč se skládá ze čtyř částí. Dvou plastových půlměsíců, jejichž průměr je 97 mm. Ten byl volen s ohledem na to, aby se unášeče při průchodu obloukem nezasekávali v otvoru potrubí, a aby kuličky neměly šanci propadávat mezerou mezi unášečem a stěnou vnitřního průměru potrubí. Takto vzniklá mezera může být v nejhorším případě 3 mm, což je

#### Konstrukční řešení dopravníku

vyhovující vzhledem v průměru kuličky 6 mm. Plastový materiál PE500 byl zvolen z důvodu dobrých třecích vlastností mezi plastovým a ocelovým materiálem. Dalšími částmi jsou dva kovové půlměsíce, na které jsou navařeny kovové hranolky dosedající na dráty řetězu tak, aby byl unášec na řetězu správně vystředěný. Celá tato sestava se smontuje dohromady čtyřmi šrouby M5 se šestihrannou hlavou a dvěma šrouby M5 s válcovou hlavou a otvorem pro utažení imbusovým utahovákem.

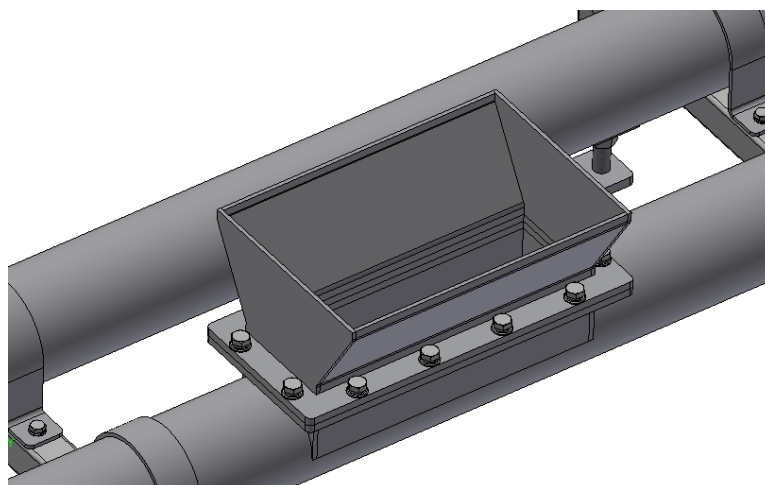
Postup montáže bude následovný. Nejprve se řetěz obepne kovovými půlměsíci a ty se imbusovými šrouby smontují dohromady. Poté se postupně přiloží plastové půlměsíce, které se ke kovovým přišroubují pomocí čtyř šestihranných šroubů.



*Obr. 30 Unášec*

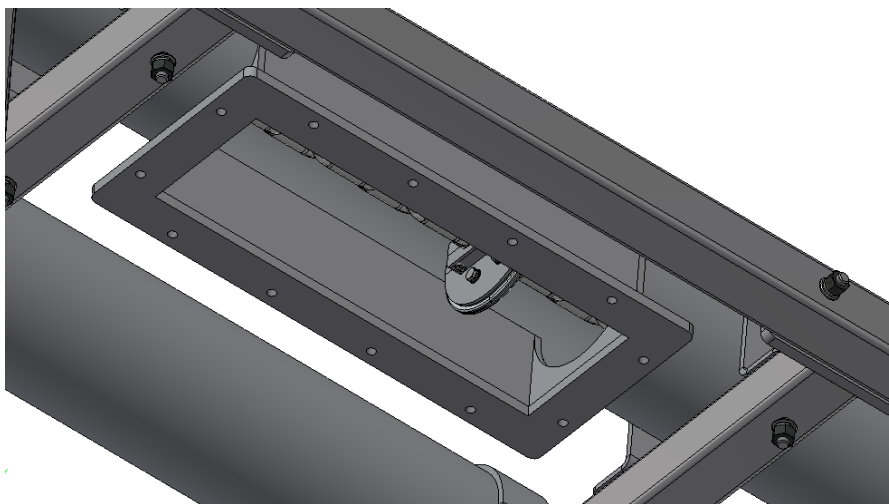
#### 4.6.2 Násypné a výsypné místo

Násypné místo je realizováno ve spodní části dopravníku v blízkosti napínací stanice. Tvoří ho svařovaný trychtýř s čtyřhranným půdorysným tvarem o rozměrech 200x300 mm. Ten se montuje na přírubu, která je součástí potrubí plné větve dopravníku. Spojení zajišťuje dvanáct šroubů M10.



*Obr. 31 Násypné místo*

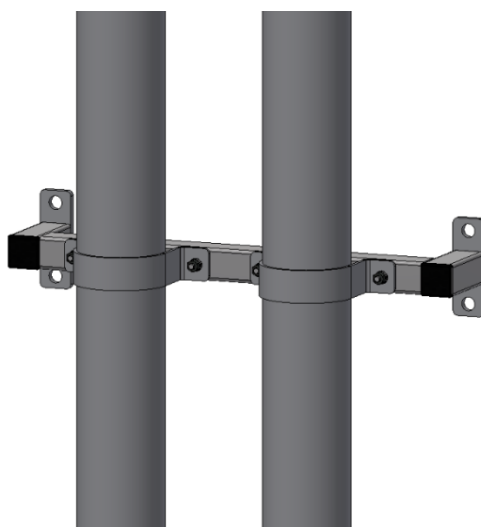
Výsypné místo se nachází v horní části dopravníku v blízkosti poháněcí stanice na plné větvi dopravníku. Tvoří jej otvor v potrubí, který je osazen o stejnou přírubu, jako násypné místo, ke které je později možno připojit výsypku, nebo jiný konstrukční prvek.



*Obr. 32 Výsypné místo*

### 4.6.3 Upevnění svislé části dopravního potrubí

Svisle orientovaná část potrubí tvoří velkou část dopravníku, kterou je také nutno upevnit k pevné zástavbě. Předpokládá se, že tato část bude paralelně kopírovat stěnu budovy, kde bude dopravník situován. K této stěně bude potrubí přichyceno pomocí konzolových "držáků", které budou kotveny přímo do stěny pomocí montážních kotev M16. "Držáky" jsou tvořeny ze třech jackelů 40x40 mm svařených k sobě. K této konstrukci se šroubují ohýbané plechy, které objímají dopravní potrubí a zajišťují tak jeho tuhost.



*Obr. 33 Upevnění svislé části potrubí*

## **Závěr**

Zadání diplomové práce spočívá ve vyřešení problému dopravy plastových kuliček ve svislém směru do výšky 7 m.

V první části diplomové práce je rozepsáno několik variant dopravy, kterými lze zadaný problém vyřešit. Z těchto možných variant bylo vybráno nejvýhodnější řešení, pomocí kterého lze zadání splnit. Nejvýhodnějším řešením tedy bylo dopravovat zadaný materiál pomocí trubko-řetězového (Schrage) dopravníku.

V druhé části práce už probíhá výpočet zvoleného druhu dopravníku. Nejprve se zaměřuje na kapacitní výpočet, pomocí kterého je zvolen vnitřní průměr dopravního potrubí. Dále jsou pomocí graficko-početní metody spočítány veškeré tahy v řetězu dopravníku, který je rozdělen na jednotlivé úseky. Pomocí těchto tahů byla stanovena celková síla působící na dopravní řetěz. Z této síly se poté vypočítal minimální výkon elektromotoru. Díky tomuto výpočtu byl zvolen optimální elektromotor pro pohon celého zařízení. Součástí graficko-početní metody je také vlastní měření součinitele tření mezi dopravovaným materiálem a potrubím dopravníku. Po všech těchto výpočtech se práce zabývá pevnostními výpočty poháněcí i vratné stanice. Tyto hřídele byly kontrolovány na namáhání ohybem. Zkontrolovány byla také pojistná pera, zajišťující přenos krouticího momentu obou hřídelů, a to na stříh a otlačení.

Poslední část této práce je věnována popisu konstrukčního řešení celého dopravníku. Podrobně vysvětluje návrh poháněcí i napínací stanice, jejich stojany, způsob spojování potrubí a dopravního řetězu. Je zde také popis unášече, který tlačí materiál potrubím, a jeho způsob montáže na dopravní řetěz. Popsáno je také násypné a výsypné místo. Závěrem této kapitoly je vysvětlení upevnění svislé části potrubí ke zdi budovy, kde bude dopravník realizovaný.

## Použitá literatura

- [1] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2001,
- [2] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2003,
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. Strojírenská příručka-svazek 6. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1995. ISBN 80-85827-88-3.
- [4] PEWAG, Dopravní dopravníkové zkoušené řetězy a komponenty – Katalog firmy. Dostupné z: <https://www.pewag.cz/shop/conveyortechnique.html>
- [5] PLASTUM, Technické plasty a polyetyleny: <https://plastum.cz/technicke-plasty-polyetyleny/tivar1000/>
- [6] SCHRAGE, Tube chain conveyors and their components. Dostupné z: <https://www.schrage.de/nc/en/homepage.html>
- [7] TLAČNÉ PNEUMATICKÉ DOPRAVNÍKY OBILÍ TRL Kongskilde. Zemědělské potřeby M+S s.r.o., © 2015 [cit. 2017-5-18]. Dostupné z: <http://www.zemedelskepotreby.cz/kongskilde/pneumaticke-dopravniky-tlacne>
- [8] HRABOVSKÝ, L.: Strmá a svislá doprava pásovými dopravníky I. VŠB-TU Ostrava, 2004. 110 s.
- [9] KOZA, D.: DP-Svislý pásový dopravník typu Flewowell I. VŠB-TU Ostrava, 2013
- [10] KRESNER, Korečkové elevátory, Katalog firmy: <http://www.kesner.cz/cz/produkt/koreckovy-elevator-pasovy-kep/>
- [11] ŠROUBMATKA: Mechanické vlastnosti ocelových šroubů. Dostupné z: <https://www.sroubmatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>
- [12] LENZE. [www.lenze.com](http://www.lenze.com) [online]. Humpolec, 2015 [cit. 2019-04-17]. Dostupné z: <https://www.lenze.com/cs-cz/vyrobyky/prevodovky/axialni-prevodovky/celni-prevodovky-g500-h/>
- [13] OPIS ENGINEERING, Konstrukční prvky pro stavbu dopravníků-ložiskové domečky UCFA. Dostupné z: <http://www.opis.cz/movex/UCFA.html>